LES ROULEMENTS

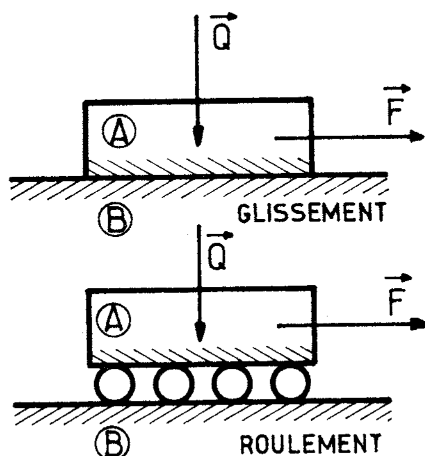
I - GENERALITES

1° - Problème posé

Il s'agit, d'une façon très générale, d'ailleurs, de réduire les résistances passives existant dans un GUIDAGE de manière à augmenter le rendement des mécanismes en économisant ainsi de l'énergie.

L'idée directrice est alors de remplacer les dites résistances passives dues au glissement réciproque entre surfaces de contact par celles dues au roulement de "galets" intercalés entre les pièces en mouvement relatif le long de"pistes" appropriées.

On obtient ainsi une résistance au déplacement beaucoup plus réduite. A titre de comparaison le rapport existant entre l'effort F d'avancement nécessaire à l'entretien d'un mouvement relatif uniforme et la charge normale d'application Q, assurant le contact entre les organes (A) et (B), est de l'ordre de :



$\frac{F}{Q} \# 1$ à 5×10^{-2} dans les meilleurs cas de GLISSEMENT : par exemple acier cémenté et rectifié sur bronze ou anti-friction graissé

(≙ f : coef. de frottement.)

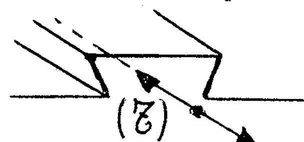
$\frac{F}{Q} \# 1$ à $4,5 \times 10^{-3}$ (Palmgren.p40) dans les divers cas de ROULEMENT de galets/pistes en acier au chrome traité, soit un gain de l'ordre de dix fois.

Seuls des dispositifs particuliers permettant un graissage hydrodynamique peuvent réduire dans les mêmes proportions ces résistances passives, mais ces dispositifs sont toujours moins commodes d'emploi, d'installation, d'entretien et ne peuvent convenir que pour des cas spécifiques (mécanismes silencieux, très fortes charges, grand encombrement etc..) |paliers lisses| cf.

En pratique, hormis pour quelques mécanismes très spéciaux il n'est pas intéressant de construire soi-même son dispositif à roulement, à cause de la nécessité de produire des éléments de grande précision, à partir de matériaux nobles (aciers spéciaux) demandant des traitements très suivis.

Il est beaucoup plus rentable de monter directement des organes fabriqués en très grande série par des entreprises spécialisées et que d'une façon générale nous désignerons par le terme de **ROULEMENTS** bien que l'usage donne à ce mot un sens plus restrictif. (guidage en rotation.)

Selon le mode de liaison partielle envisagé entre les pièces mobiles on aboutit à plusieurs genres de dispositifs: (cf. DOC TECHNIQUE)



* Couples à UN degré de liberté

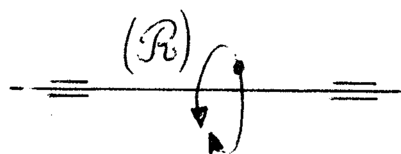
.Liaison prismoïde

oïde "aspect de"(Ƶ) $\begin{Bmatrix} tx & 0 & 0 \\ 0 & ty & 0 \\ 0 & 0 & tz \end{Bmatrix}$ ou ... ou

Guidage en translation le long d'un axe.

La solution réside alors dans l'emploi de PATINS à billes à rouleaux, à aiguilles. exemples patins à aiguilles, guidage ou translation p 34b-tome 2.

. Liaison rotoïde



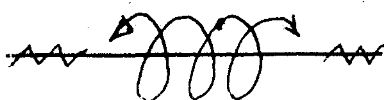
(ℛ) (r_x, ou r_y, ou r_z)

Guidage en rotation autour d'un axe.

La solution réside alors dans l'emploi de ROULEMENTS proprement dit, à billes, à rouleaux, à aiguilles (roulements et butées)

cf SKF, SNR, FAG, TIMKEN, INA, NADELLA.

. Liaison hélicoïde



Combinaison d'une translation et d'une rotation proportionnelles le long d'un même axe :

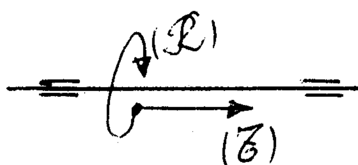
r_x et t_x par ex. avec $|t_x| = k|r_x|$

($\mathcal{H}$) ≙ ($\mathcal{R}$) et ($\mathcal{T}$)

La solution réside alors dans l'emploi de VIS A ROULEMENTS (à billes ou à rouleaux) par ex: DOC SKF - Rol

* Couples à DEUX degrés de liberté :

. Liaison verrou



Combinaison d'une translation et d'une rotation indépendantes le long d'un même axe.

La solution réside alors dans l'emploi de DOUILLES A BILLES

cf doc. DDI par exemple.

Etant donné que la très grande majorité des problèmes de guidage se rapportent à la réalisation de liaisons ROTOIDES destinées principalement au support et au guidage des arbres de machines, la suite de l'étude traitera essentiellement des ROULEMENTS proprement dits.

Ces organes ont vu leur emploi se développer et se diversifier de façon spectaculaire dans de nombreux domaines de la construction mécanique: engins de transmission d'énergie mécanique, machine-outils, matériel ferroviaire et routier, appareils de levage , moteurs, cycles, appareil de petite mécanique de précision, matériel aéronautique et astronautique.

40 % de la production française sont absorbés par l'industrie automobile.

Le roulement est devenu un élément indispensable et quasi-universel dans la réalisation de nombreux "PALIERS" au sens large.

ANNEXE : Intérêt comparé des paliers lisses et des paliers à Roulements.

PALIERS LISSES	PALIERS A ROULEMENTS
. Emploi des paliers lisses :	Emploi général :
* Nécessité de silence et d'absence de vibrations en fonctionnement	* Encombrement axial très réduit radial un peu plus élevé (sauf pour les roulements à aiguilles

* Paliers immergés (ex-pompes)
* Butées fortement chargées et gros matériel, ex: Tours verticaux, axes de turbines et plus généralement lorsque la vitesse circonférentielle est élevée.

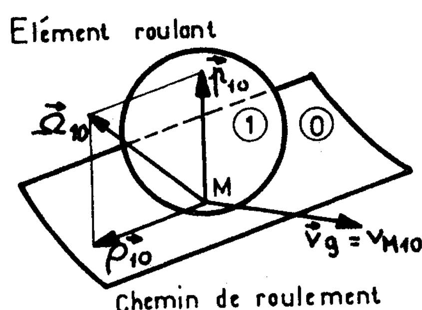
  $v \gg 50$ à 100 m/s

* pression diamétrale admissible de l'ordre de

  $p \simeq 50$ bars

* Maintenance réduite (lubrification, protection, entretien faciles à mettre en oeuvre)
* $v < 25$ m/s pour petits roulements (d # 25 mm)
* $p = 75$ à 120 bars

2°) Analyse des contacts et du roulement



Dans le cas le plus général il y a à chaque instant au niveau du contact translation et rotation relative entre les éléments roulants et les chemins de roulement.

La translation au contact correspond à un glissement entre (o) et (1). Lorsque cette translation relative disparait (vitesse de glissement nulle $\vec{v}_g = \vec{o}$) il y a alors ROULEMENT SANS GLISSEMENT ce qui ne se produit qu'en quelques points particuliers.

La rotation au contact correspond à deux vecteurs rotation :

(en M)
- celui porté par la normale $\vec{p}_{10}$ ou vecteur PIVOTEMENT
- celui contenu dans le plan tangent $\vec{\rho}_{10}$ au vecteur ROULEMENT

tels que $\vec{\Omega}_{10} = \vec{p}_{10} + \vec{\rho}_{10}$

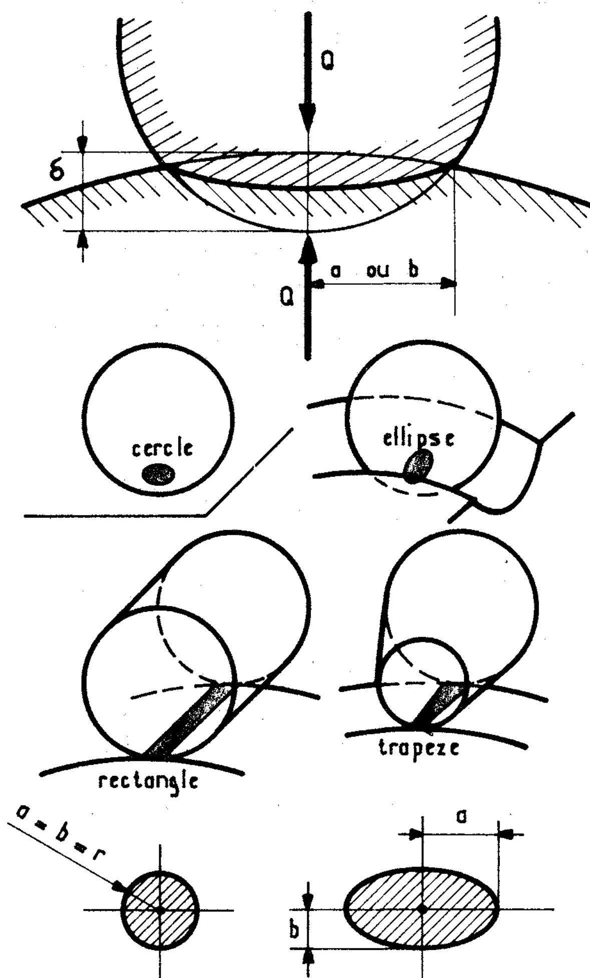
Lorsque le vecteur pivotement est nul il est possible (mais non obligatoire) d'utiliser des ROULEAUX comme éléments roulants ($\vec{p}_{10} = \vec{o}$) (rouleaux ou aiguilles)

Dans le cas contraire ($\vec{p}_{10} \neq o$) il faut nécessairement utiliser des BILLES comme éléments roulants.

Alors selon l'un ou l'autre cas on aura :

- soit un contact PONCTUEL avec les billes (surfaces géométriques théoriques limitant les solides qui sont tangents en un POINT)
- soit un contact LINEAIRE avec les rouleaux (et aiguilles) (surfaces géométriques théoriques tangentes selon une ligne).

En réalité lorsqu' on applique sous une charge non nulle un élément roulant et son chemin de roulement l'un contre l' autre, il apparaît une déformation en tous points des deux pièces, due à cette charge. On observe cependant que les déformations au voisinage immédiat du point ou de la ligne de contact sont beaucoup plus importantes que celles existant en des points éloignés, de telles sorte qu'on néglige les secondes devant les premières. On utilise ainsi un MODELE DE SOLIDES indéformables dans leur ensemble, localement déformables en leurs points de contact pour étudier le problème du roulement. Par contre cette hypothèse ne convient pas pour étudier le comportement global sur roulement (désaxement , rigidité, faux rond, ovalisation .....)



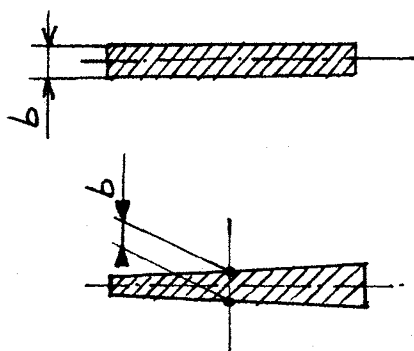
Localement, donc, sous l'effet de la charge et des déformations qu' elle induit dans les deux pièces, apparaît une toute petite surface de contact entourant le POINT ou la LIGNE théorique : Cette surface porte le nom de surface de HERTZ.

La forme de cette zone dépend des solides en contact:

Dans un contact ponctuel elle est limitée par un contour elliptique (ou circulaire : sphère ou plan)

Dans un contact linéaire elle est limitée par un rectangle ou un trapèze étroits (cas des corps cylindriques et coniques)

La théorie de HERTZ sur le contact des corps élastiques permet d' exprimer notamment les paramètres dimensionnels des surfaces de contact (longueur des demi-axes "a" et "b" de l'ellipse, demi largeur "b" du rectangle et du trapèze; compression élastique au rapprochement δ des deux corps) à la condition de respecter certaines restrictions :



- élasticité linéaire
- pas de frottement
- pas de lubrification
- solides infinis

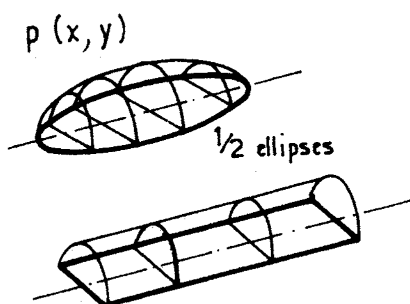
(déformations locales uniquement) définissant ainsi un modèle dit de Hertz

Dans ces conditions on aboutit aux constats suivants :
(Q charge d'application)

	largeurs	rapprochements
En cas de contact ponctuel	$a = k_a . Q^{1/3}$ $b = k_b . Q^{1/3}$	$\delta = k . Q^{2/3}$
En cas de contact linéaire.	$b = k'_b . Q^{1/2}$	$\delta = k'.Q^{9/10 \text{ ou } 1}$

où les facteurs de proportionnalité sont fonction des courbures, des modules d'Young et des coefficients de Poisson des solides en contact, ainsi que de la longueur de la génératrice de contact linéaire.

Les phénomènes sont donc sensiblement différents dans les 2 cas, et les comportements non identiques.



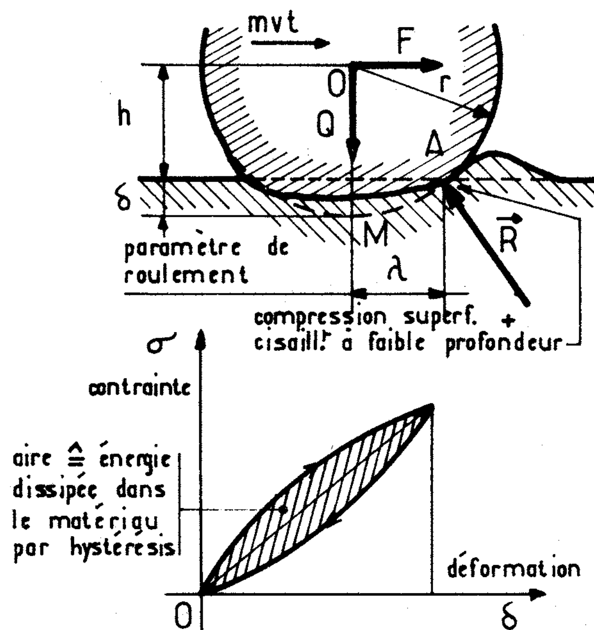
La répartition des pressions se fait à l'intérieur des zones de contact selon une loi de variation elliptique, ce qui donne comme diagramme spatial de représentation

- un demi-ellipsoïde en contact ponctuel
- un demi cylindre élliptique en contact linéaire.
- p maxi = $\mu Q^{1/3}$ en contact ponctuel.
- $\mu' Q^{1/2}$ en contact linéaire.

Cette répartition est théorique et est un peu différente en pratique

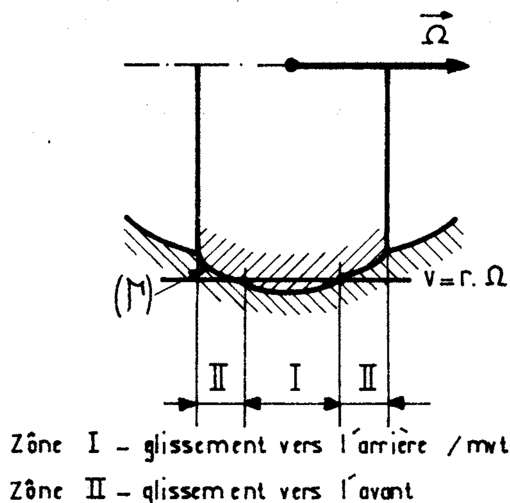
p = 140 à 175 hbars (roulements à rouleaux coniques sous capacité C.

Lorsque les corps roulent l'un sur l'autre dans une certaine direction la matière qui les constitue est fortement comprimée en avant et forme un bourrelet, déprimée en arrière: Or la déformation au cours de l'augmentation de la charge correspond à des contraintes plus grandes que cette même déformation au cours de la diminution de la charge. Ce phénomène constitue donc une hystérèsis élastiqueanalogue à l'hystérèsis magnétique. Il y a perte d'énergie à l'intérieur des matériaux donc résistance à l'avancement.



La pression est donc un peu plus forte en avant qu'en arrière et la résultante des forces de contact R est appliquée à la distance λ (paramètre de roulement) en avant de M.

D'autre part lorsque le contact entre l'élément roulant et le chemin de roulement s'établit le long d'une génératrice (Γ) dans un plan perpendiculaire à celui de l'avancement, seul un ou deux points roulent sans glisser. Ailleurs il existe un glissement qui introduit des forces parasites participant aussi aux résistances passives.



Zône I - glissement vers l'arrière /mvt

Zône II - glissement vers l'avant

En résumé si en mouvement uniforme on écrit à chaque instant l'équation des moments par rapport au point d'application A de la résultante des contacts on a, avec Q comme charge d'application:

$$\Sigma \mathcal{M}^t_A = o \quad \text{ou} \quad \lambda.Q - h.F + O.R = o \quad \text{soit}$$

$$F = \frac{\lambda.Q}{h} \quad \text{Or } h = r - \delta \simeq r \text{ car } \delta << r$$

D'autre part λ lié aux paramètres dimensionnels $\left(\begin{matrix}a\\b\end{matrix}\right\}$ de la zone de contact est de la forme

$\lambda = C \cdot Q^{1/3}$ en contact ponctuel

$\lambda = C' \cdot Q^{1/2}$ en contact linéaire.

En définitive :

$$F = \frac{C.Q^{4/3}}{r} \quad \text{ou} \quad \frac{C'.Q^{3/2}}{r}$$

ponctuel   linéaire

C et C' étant notamment liés aux matériaux en contact.

La force F nécessaire à l'avancement est : croissante avec la charge (+ que proportionnelle) et avec le paramètre de roulement : - inversement proportionnelle au rayon de l'élément roulant.

CONSEQUENCES :

Si donc pour une charge fonctionnelle donnée Q on cherche à diminuer les résistances passives opposées à F il faut :

- augmenter r c'est à dire utiliser le plus grand diamètre possible pour les éléments roulants
- diminuer λ donc C ou (C') c'est à dire utiliser des matériaux à très faible déformation et à grande dureté superficielle.

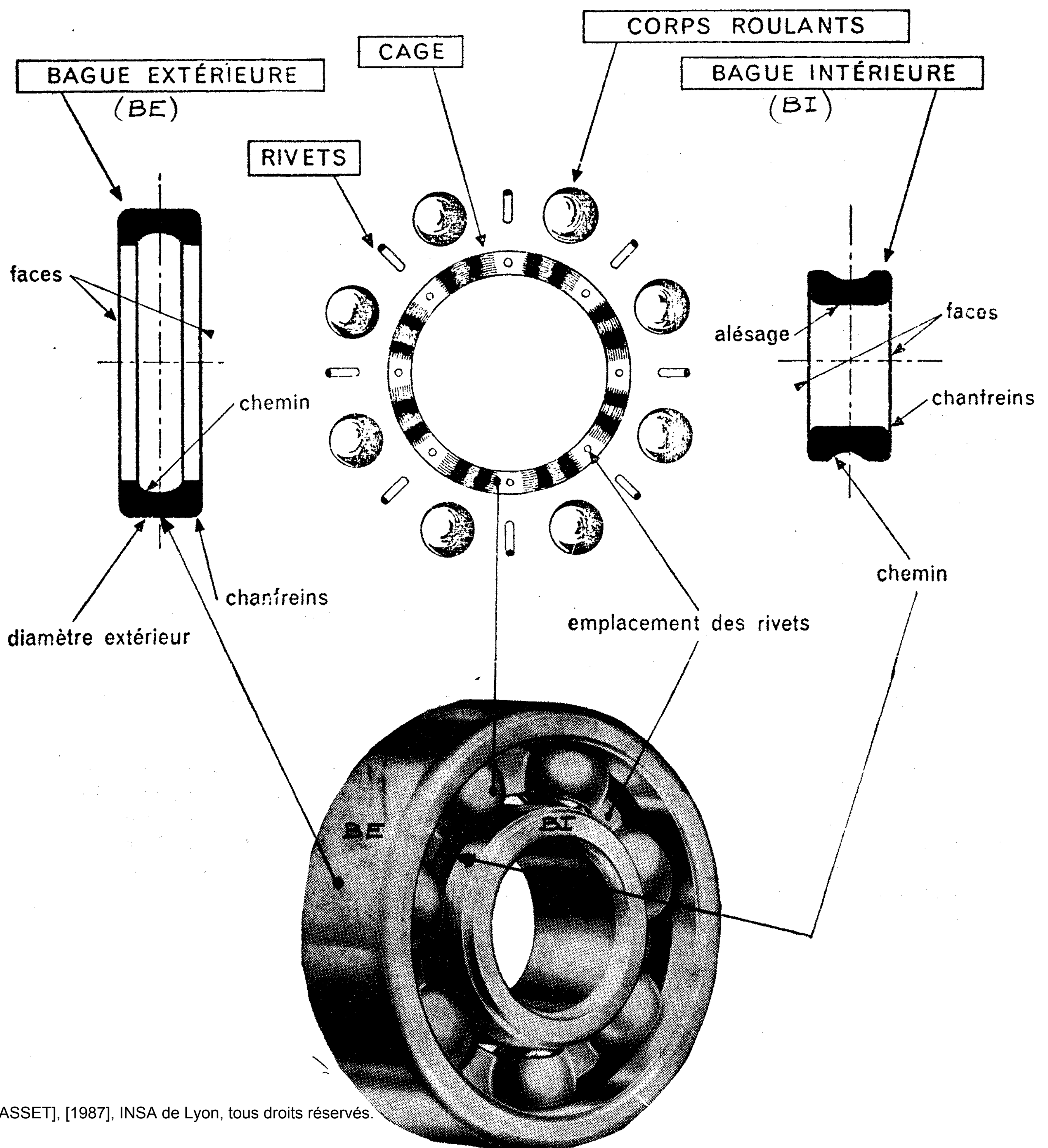
INFLUENCE DE LA VITESSE DE DEPLACEMENT : Pour une charge appliquée donnée on constate que la déformation est maximale au repos (déformation statique). En mouvement rapide elle n'a plus le temps de se réaliser complétement et est alors plus faible.

Pour étude approfondie des contacts dans un roulement cf publications techniques SKF, TIMKEN ou l'ouvrage de PALMGREN "Les roulements"

II - CONSTRUCTION DES ROULEMENTS

1° Structure Générale

Les éléments principaux d'un roulement sont les suivants:



* 1.1) Les éléments roulants

à contact ponctuel (roulement + pivotement)
BILLES sphériques

à contact linéaire (roulement seulement)
ROULEAUX : cylindriques
côniques
tonneaux
AIGUILLES : petit $\emptyset \simeq \ell/15$ à $\frac{\ell}{10}$

* 1. 2) Les bagues

BAGUE EXTERIEURE [BE] (ou CUVETTE pour rouleaux coniques)

BAGUE INTERIEURE [BI] ou CÔNE " " "
ou DOUILLE pour aiguilles)

RONDELLES } pour les butées)
ou PLAQUES }

Ces bagues ou rondelles sont pourvues de chemins de roulement pour guider les éléments roulants et de portées d'assemblage cylindriques, côniques ou planes

* 1. 3) La cage

La CAGE intercalaire permet de maintenir un espacement constant entre les éléments roulants. Elle peut ne pas exister (cas des roulements à billes jointives ou de certains roulements à aiguilles) dans des cas très rares.

Le choix du type de cage dépend de la vitesse de rotation et surtout des dimensions du roulement *

Les câges en tôle se prêtent parfaitement à la fabrication en série et équipent la plupart des roulements. Elles sont découpées, emboitées, puis parfois assemblées. Aux régimes normaux du fonctionnement elles sont sûres, légères et facilitent le passage du lubrifiant à travers le roulement. Elles sont centrées radialement par les éléments roulants.

Les cages massives sont plus robustes surtout aux grandes vitesses et pour les grandes dimensions. Elles sont centrées sur l'une des bagues si les circonstances l'exigent (montage avantageux ou grandes vitesses).

Les cages ne participent pas à la transmission des efforts à travers le roulement. Mais elles sont soumises aux forces de frottement sur les éléments roulants et aux actions d'inertie (force centrifuge) importantes à grande vitesse.

DOC Posons $X = N \frac{(D + d)}{2}$ avec N vitesse rotation en t/mm

avec D et d Ø portées en mm

Si $X < 6.\ 10^5$ cage en tôle ($X < 3,5 \times 10^5$ pour roulem aux coniques)

Si $6.10^5 < X < 9.10^5$ cage usinée massive

Si $9.10^5 < X < 2.10^6$ cage spéciale

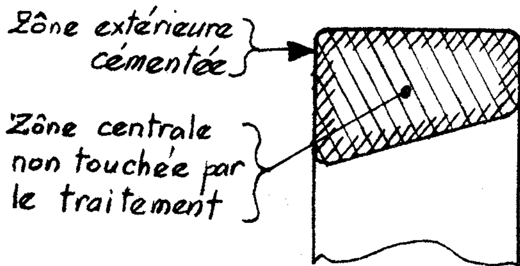
2°)MATERIAUX UTILISES:

* 2 .1) Eléments roulants et bagues: Recherche d'une résistance maximale à l'usure et d'une grande dureté superficielle(cf§2 Ch.I) on emploie des ACIERS AU CHROME permettant une trempe facile et profonde (HRC = 59 à 65) HB > 650 genre 100C2,. 100C5,100C6, 100CD7, 100CM4)

des ACIERS de CEMENTATION à faible teneur en carbone cémentés et trempés genre NCD

Dans certains cas la trempe et la cémentation ne concernent qu'une couche superficielle plus ou moins épaisse donnant une surface dure, résistante à l'usure Le noyau d'acier tenace non touché par le traitement conserve au roulement une grande résilience. (TIMKEN)

livraison en fils étirés barres, tubes.



* 2. 2 CAGES en acier doux ou extra-doux *, en fonte spéciale nodulaire G.S.

en laiton, en bronze en dural en tissu bakélisé en nylon en matériaux frittés.

*livraisons en feuillards, bandes, tôles(acier EDD)

* 2. 3 RIVETS

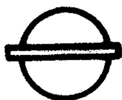
Fil tréfilé d'acier doux genre Xc 18 f

Avant d'entrer en fabrication les matières premières sont réceptionnées, contrôlées et stockées au " parc" acier.

3°) FABRICATION

3.1)Eléments roulants

311) BILLES : tronçonnage fil d'acier + matriçage :



à froid pour d<12mm

à chaud " d≥ 12mm

+ limage pôles et bourrelet équatorial + double rectification + trempe / Revenu à l'huile + double finition + Polissage au tonneau (chaux, alcool, eau) + brillantage au tonneau (peau de chamois) + mirage (défauts d'aspect) calibrage µm par µm pour classement par diamètre

312) ROULEAUX CYLINDRIQUES : Décolletage + Trempe + rectification des faces et du diamètre, + contrôle et calibrage 2 µm par 2 µm

313) ROULEAUX CONIQUES : Matricage + Ebavurage + ébauche + rectification grande face + Finition / machine Centerless + calibrage 2 µm par 2µm

3.2.) Bagues :

Décolletage à partir de barres ou tubes sur tours multibroches + reprise au tournage des faces, chemins, chan freins + marquage + traitement thermique :

(trempe au bain de sel 880°C /220°C)
(trempe à l'huile pour petites dimensions) revenu Rv 150°C

+ rectification des faces du diamètre extérieur, de l'alésage, des chemins

+polissage ou pierrage des chemins/machines à pierres vibrantes

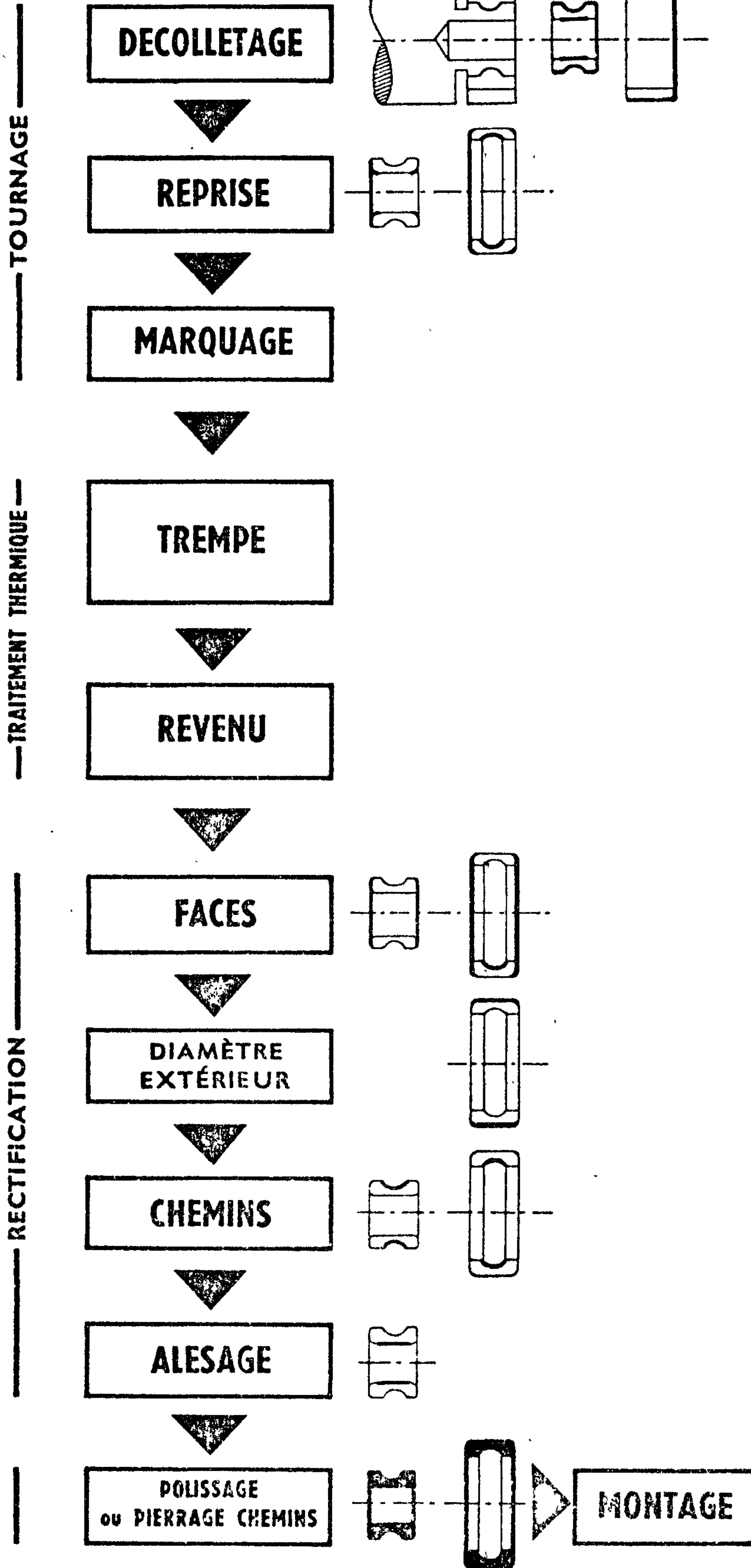
+ contrôle et calibrage

* 3.3CAGES

331 - Cages "tôles" : Travail sur presse à grande cadence:

Découpage + emboutissage + (détourage)+ poinçonnage+(matage alvéoles + défonçage par déformation) + sablage.

332 - Cages massives: exécutées sur machines spéciales.



2 - 2

FABRICATION DES BAGUES

Décolletage

Des tours multibroches automatiques assurent la production des bagues pour les roulements de grandes séries. Un contrôle, placé entre deux éléments de la chaine, reçoit la production de chacun d'eux.

Les bagues des roulements de petites séries sont décolletées sur un groupe de tours monobroches.

Reprise au Tournage

Les bagues décolletées sont reprises pour les opérations :
- faces,
- chanfreins,
- chemins.

Marquage

Le roulement reçoit son identité (numéro, symbole, etc...). Le marquage est effectué sur des presses dont certaines sont à alimentation automatique.

Traitement thermique

Trempe au **bain de sel**, sur ensemble automatique UGINE-INFRA, pour les pièces de grandes dimensions (chauffage 860° C, trempe 220° C).

Trempe à **l'huile**, pour les pièces de dimensions réduites (fours STEIN & ROUBAIX à avance automatique).

Revenu

Le revenu a pour but d'éliminer les tensions internes qui auraient pu se produire dans les pièces lors de la trempe (température de revenu de l'ordre de 150° C).

Rectification

1) **Faces :** rectifiées sur machines à surfacer (Blanchard, Gardner).

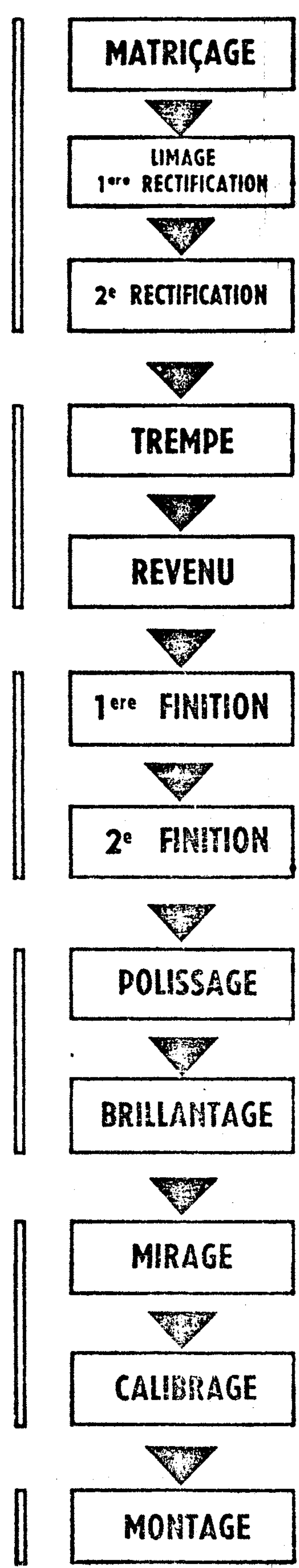
2) **Diamètre extérieur :** rectifié sur machines Centerless (Cincinnati).

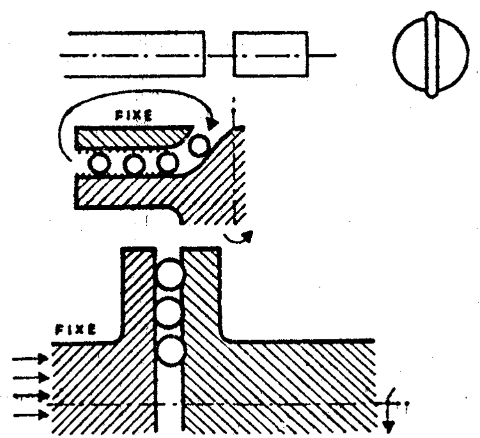
3) **Alésage bagues intérieures :** différents procédés (Sizematic, Gagematic...).

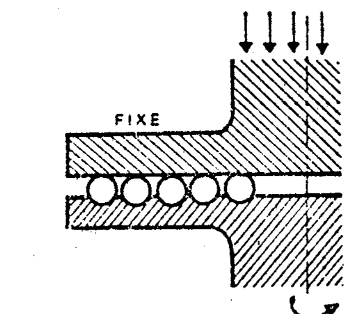
4) **Chemins de roulement :** après rectification, suivant divers procedés, les chemins subissent :
- soit un polissage manuel,
- soit une superfinition (pierrage) sur machines spéciales à pierres vibrantes.

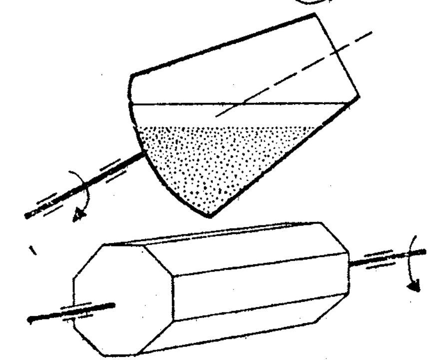
2 - 3

FABRICATION DES CORPS ROULANTS









BILLES

Frappe : les billes sont matricées à partir de fil d'acier,

Limage : les pôles et la collerette sont enlevés entre plateaux limeurs, ou

Première rectification : entre meule et plateau tournant (machines analogues aux machines à limer).

Deuxième rectification : entre meule et plateau à gorges.

Trempe : identique à celle des bagues, mais dans des fours rotatifs.

Première finition : entre plateaux à gorges et avec potée d'émeri.

Deuxième finition : entre plateaux à gorges, potée d'émeri très fine.

Polissage : dans tonneaux, avec mélange de chaux, alcool et eau (durée : plusieurs jours).

Brillantage : dans un tonneau en bois, par brassage avec des bouts de peau de chamois.

Mirage : tous les corps roulants passent au mirage, où tous ceux qui présentent des défauts sont éliminés (rebutés ou retouchés).

Calibrage : les billes sont classées de micron en micron, les rouleaux de 2 en 2 microns ; tous les corps roulants sont ainsi calibrés et classés. Le classement est réalisé par des moyens mécaniques ou électroniques ou même à la main, au Solex, pour les billes, rouleaux cylindriques et rouleaux coniques de grand diamètre.

Nota. — Les rouleaux cylindriques sont décolletés, puis trempés. Après trempe, les rouleaux sont rectifiés sur leurs faces et leur diamètre, sur machines automatiques.

Les rouleaux coniques sont matricés, ébavurés par tonnelage, ébauchés sur machines Bordier. La grande face est rectifiée, la petite face reste brute. La finition se fait sur machines Centerless (rouleau entraineur à gorges hélicoïdales).

2 - 4

FABRICATION DES CAGES

1° Cages tôle :

Cette exécution, qui donne d'excellents résultats dans la majorité des applications, constitue la partie la plus importante de la fabrication des cages.

Le travail se fait sur presses, à grande cadence.

La suite des opérations est indiquée ci-contre.

2° Cages massives :

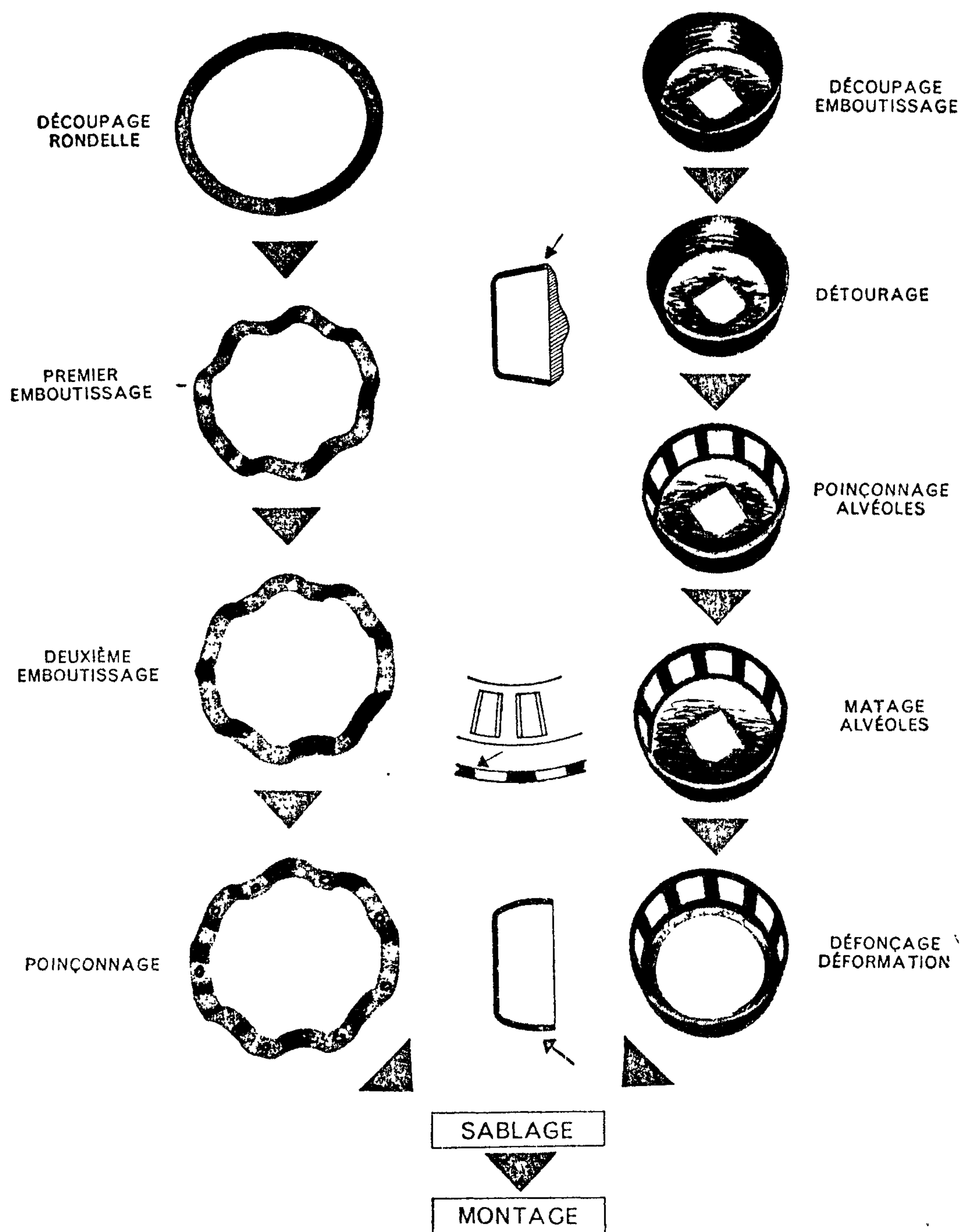
Elles remplacent les cages tôle dans certaines applications (charge, vitesse, grande précision exigée, etc.), dans les roulements de grandes dimensions ou ceux dont la fabrication n'est demandée qu'en séries trop réduites pour permettre l'amortissement des outillages de presse.

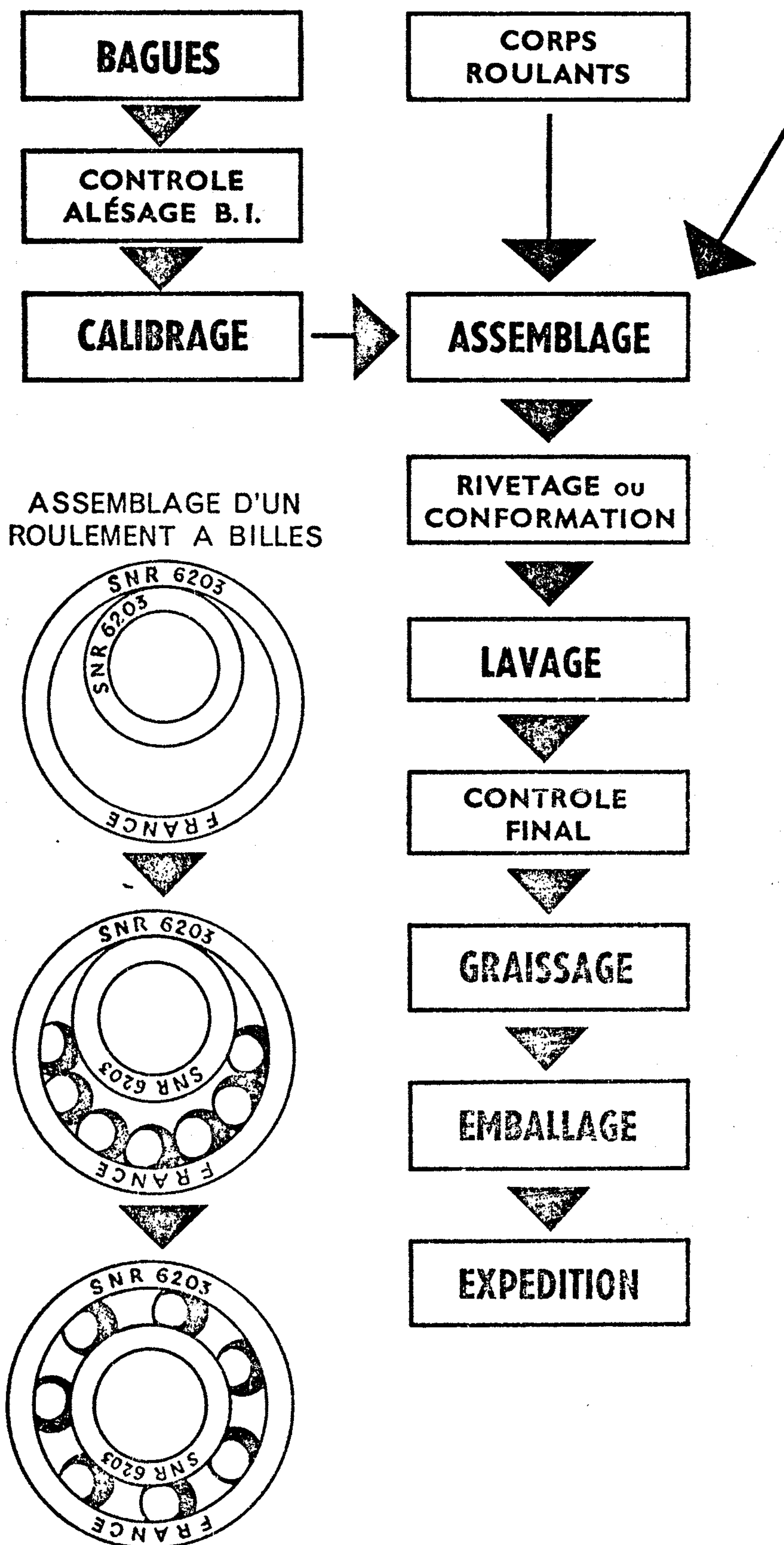
Ces cages sont exécutées à S.N.R. sur machines spéciales.

Les types principaux sont :

— les cages bronze ou laiton,
— les cages massives acier,
— les cages céloron,
— les cages duralumin,
— les cages fonte nodulaire,
— les cages métal fritté.

Citons aussi, pour mémoire, les cages en nylon qui sont fabriquées actuellement par des fournisseurs spécialistes des matières plastiques.





2 - 5

MONTAGE DU ROULEMENT

Contrôle des alésages

Les alésages des bagues intérieures sont contrôlées à 100 % avant le montage.

Calibrage des bagues

Les diamètres des chemins sont contrôlés et triés de 2 en 2 microns, pour permettre l'assemblage.

Assemblage bagues et billes

Les bagues étant appariées, on obtient le jeu voulu en choisissant la classe de billes convenable. Les bagues extérieures sont souvent légèrement contraintes élastiquement pour permettre la mise en place des billes dans les roulements sans encoche ou chauffés pour les roulements avec encoche de remplissage.

Mise en place de la cage et des rivets

Rivetage sur presses.

Contrôle de l'excentrage et du voilage

Contrôle du roulement à l'aide d'un comparateur.

Lavage

Au pétrole, dans des machines spéciales.

Contrôle final

Contrôle de : diamètre extérieur, aspect extérieur, jeu, bruit et vibrations.

Graissage

Bain à 90° C. pendant 5 minutes.

Emballage

Par unité ou par certaines quantités, suivant la demande du client.

4°) ASSEMBLAGE des bagues et des éléments roulants

- Dans les roulements de type fermé on procède par excentration des bagues :Les bagues étant appariées à 2 µm près on obtient le jeu voulu en choisissant la classe de billes ou de rouleaux convenable. Les bagues extérieures sont souvent légèrement contraintes élastiquement pour permettre la mise en place des éléments roulants.

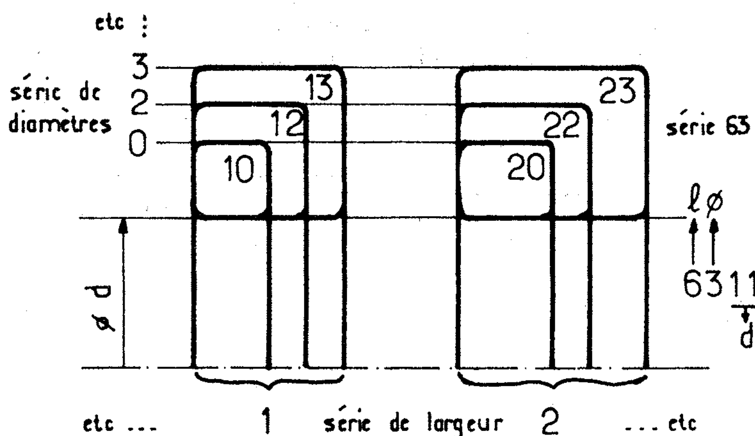
Dans certains cas spéciaux(roulements avec encoches de remplissage) on introduit les billes une à une par les encoches I et E placées face à face. La bague extérieure est souvent chauffée pour faciliter la mise en place(billes nombreuses, mais point faible sur les bagues)

- Mise en place de la cage (et des rivets sur presse)
- Contrôle de l'excentrage et du voilage au comparateur
- Lavage au pétrole du roulement
- Controles finals
- Graissage dans un bain à 90°C pendant 5 mm
- Emballage.

5°) METROLOGIE : Standardisation à l'extrême pour réduire les coûts et faciliter l'interchangeabilité (universalité d'emploi)

* 5.1) Dimensionnement

Il fixe les diamètres et les largeurs notamment, + arrondis.



D: Ø extérieur bague extérieure
d: alésage de la bague intérieure.
B: largeur des bagues
r: rayon des arrondis

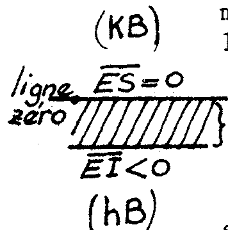
Les roulements sont numérotés par séries de largeur 0 à 6 (chiffre de gauche)

par série de diamètres 8,9, 0,1,2,3,4 (chiffre de droite)

Ensemble des deux : série de dimensions.

★ 5.2.) Tolérances sur les dimensions principales du roulement.

Elles sont fixées internationalement tout comme les dimensions elles mêmes et figurent dans des tableaux sur catalogues



(Sur les diamètres) l'écart supérieur ES est toujours nul
(Sur les largeurs)

★ La zone de tolérance de l'Alésage des roulements est désignée par KB |EI| = IT de l'ordre de 1 à 2/100°mm selon d

★ La zone de tolérance du diamètre extérieur de la B.E. est désigné par hB et correspond à h5 jusqu'à D≤ 150mm

★ La tolérance IT (B) est de l'ordre de 1,2 à 4/10° mm selon B

Il existe également des tolérances applicables aux caractéristiques suivantes:

diamètres moyens, faux ronds de rotation, voiles.

Pour des tolérances plus étroites que les tolérances normales il a été prévu des classes désignées par P6, P5, P4 dans l'ordre croissant de précision. Il existe aussi des classes de précision encore plus grandes (broches de M.O par ex.) SP (Spécial précision) UP (Ultra Précision)

★ 5.3. Jeux

On entend par jeu d'un roulement le déplacement relatif d'une bague par rapport à l'autre dans le sens radial ou dans le sens axial. Il faut distinguer d'une part le jeu avant montage, d'autre part le jeu en fonctionnement qui est plus faible que le premier à cause du serrage des bagues et des différences de température. La valeur du jeu radial revêt une importance primordiale pour le fonctionnement correct d'un roulement et la précision du guidage en rotation.

En règle générale on peut dire que les roulements à billes doivent avoir un jeu a peu près nul en fonctionnement. Même une légère précharge n'a pas de suite facheuse. Valeur du jeu radial (ordre de grandeur) : 2 à 4/ 10.000e du diamètre de l'alésage d

Ex: pour d=40mm; $j_r \approx (2,5/10000) \times 40 = 0,01$mm (1/100e mm)

Au contraire les roulements à rouleaux doivent conserver un certain jeu même faible en fonctionnement. La valeur du jeu radial est donc un peu plus élevée: 4 à 6/10 000e de d

Ex d = 40 mm; $j_r = \frac{5 \times 40}{10000} = 2/100^e$ mm

Pour les roulements à billes à contacts obliques ou à rouleaux coniques le jeu radial et axial est directement lié aux conditions de montage. Roulements à rouleaux coniques, rotation aisée : jeu axial ja = 0,05 à 0,25mm selon Ø.

Pour des applications spéciales il existe des roulements à jeu réduit classes C1 et C2 et des roulements à jeu augmenté classes C3,C4 et C5

jeuC1< jeuC2<jeu normal<jeu C3< jeu C4< jeu C5

III - PRINCIPAUX TYPES DE ROULEMENTS

1°) Eléments de classification générale

On peut classer les divers roulements produits par l'Industrie spécialisée en fonction des besoins, à partir de plusieurs critères indépendants les uns des autres:

* 1.1.) Roulements à contact :
  - ponctuel (billes) charges faibles ou modérées
  - linéaire (rouleaux; aiguilles) fortes charges chocs.

* 1.2.) Roulements de type :
  - fermé(bagues solidaires roulement non démontable)
  - ouvert(bagues indépendantes, roulement démontable)

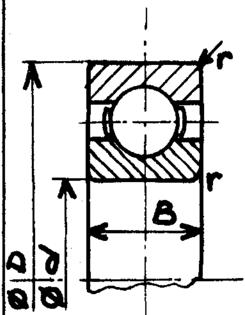
* 1.3.) Roulements pour charges
  - purement radiales (roulements radiaux)
  - purement axiales (butées)
  - mixtes (roulements combinés)

* 1.4.) Roulements à une ou plusieurs(2 ou 4) rangées d'éléments roulants(roulements simples, doubles,quadruples)
  (classification utile pour le calcul)

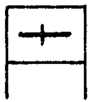
* 1.5.) Roulements rigides (ne permettant aucun désaxement angulaire BI/BE
  ou
  à rotule(permettant un léger désaxement angulaire)

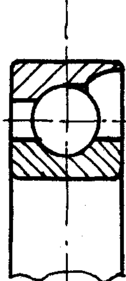
PRINCIPAUX TYPES DE ROULEMENTS

pour charges radiales : R – (ou rad. et axiales : A)

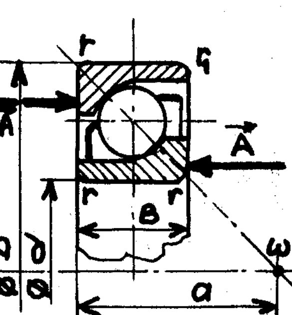


rigide à 1 rangée de billes R+A

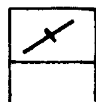


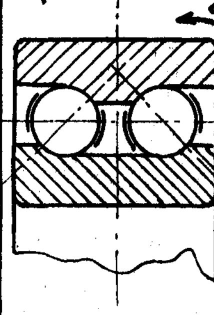


"ouvert." démontable type "magnéto" (R+A) faibles

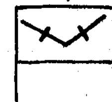


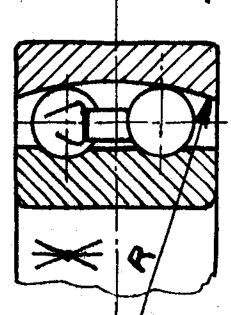
à 1 rangée de billes à contact oblique R + (A élevée. 1 sens)





à 2 rangées de billes à contact oblique. (A 2 sens élevée)

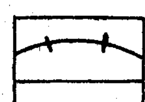




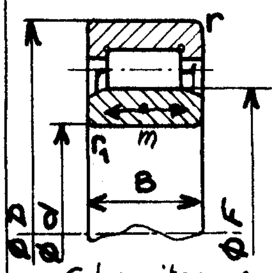
R + (A faible)

ω

à rotule sur billes

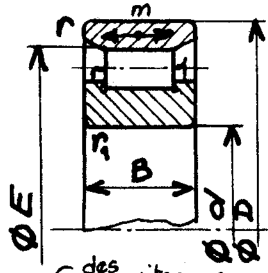


ROULEMENTS RIGIDES À ROULEAUX CYLINDRIQUES 1 ou 2 RANGÉES



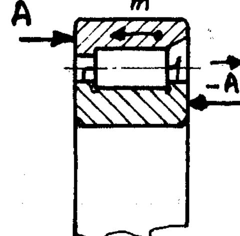
Gdes vitesses
R élevée A=0
Mvt relatif axial entre bagues (m)



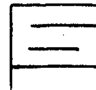


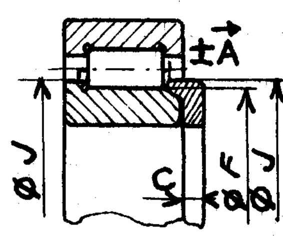
Gdes vitesses
R élevée A=0
Mvt relatif axial (m)



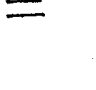


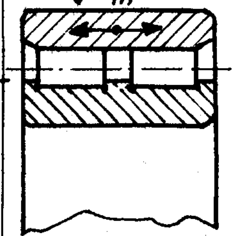
Gdes vitesses
(R élevée) + (A faible 1 sens)
Mvt relatif : 1 sens



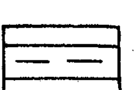


bague épaulée rapportée
(R élevée) + (A faible 2 sens)
Positionnt axial 2 sens

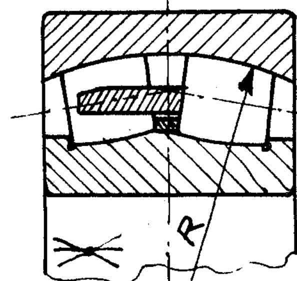




R très élevée A=0
Gde précision
Mvt relatif bagues



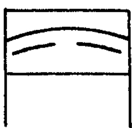
À ROTULE SUR ROULEAUX-TONNEAUX

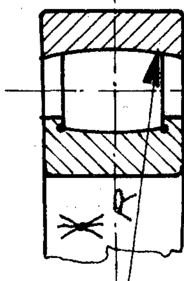


2 rangées

ω

R très élevée + A modérée

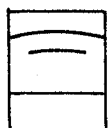




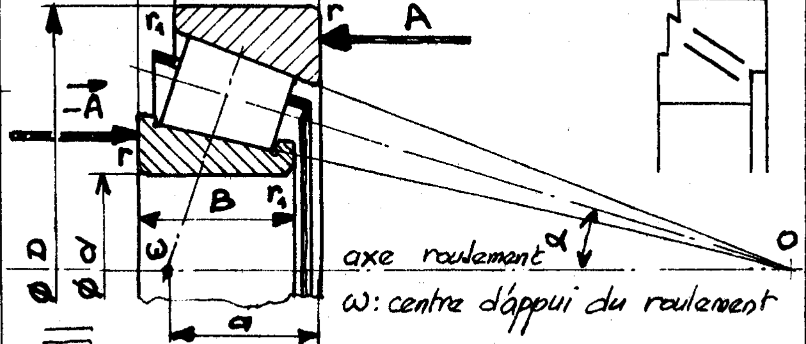
1 rangée

ω

R élevée + A modérée



À ROULEAUX CÔNIQUES



(R et A) très élevées Gdes vitesses Jeu réglable

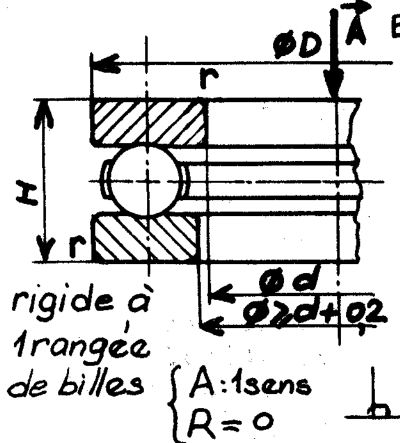
écart angulaire possible entre arbre / logement

= bon parallélisme arbre / logement

PRINCIPAUX TYPES DE BUTÉES

pour charges axiales A (ou axiales et radiales R)

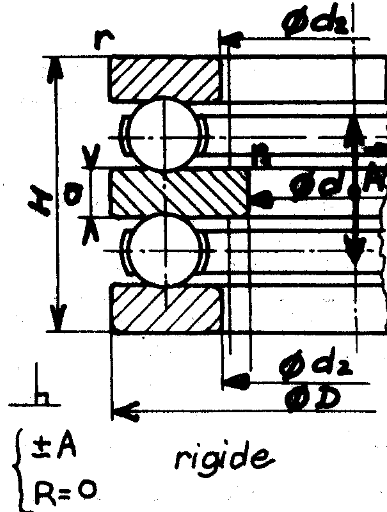
BUTÉES A BILLES



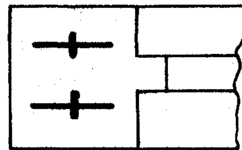
rigide à 1 rangée de billes {A : 1 sens, R = 0}

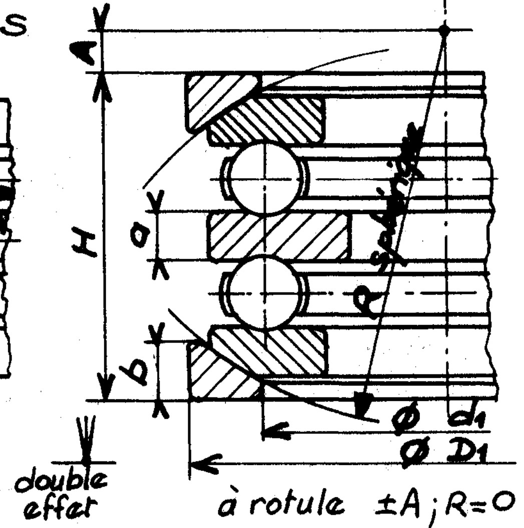
simple effet





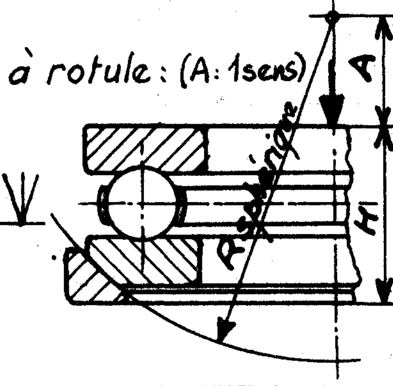
{±A, R = 0} rigide





double effet

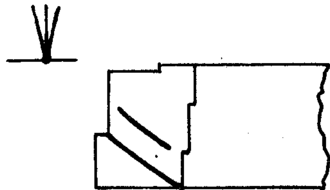
à rotule ±A ; R = 0



à rotule : (A : 1 sens)

{ : rigoureuse perpendicularité entre axe d'arbre et plaques

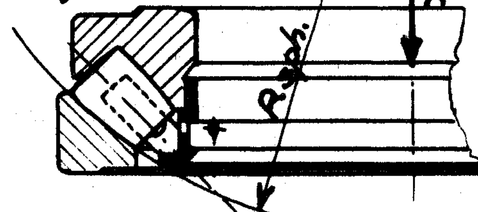
{ : supporte un léger désaxement angulaire



BUTÉES A ROULEAUX

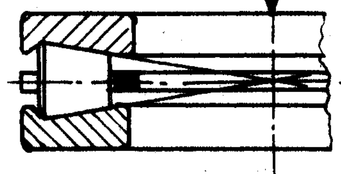
côniques à rotule

{A très élevée + R (R ≤ 0,55 A), 1 sens}

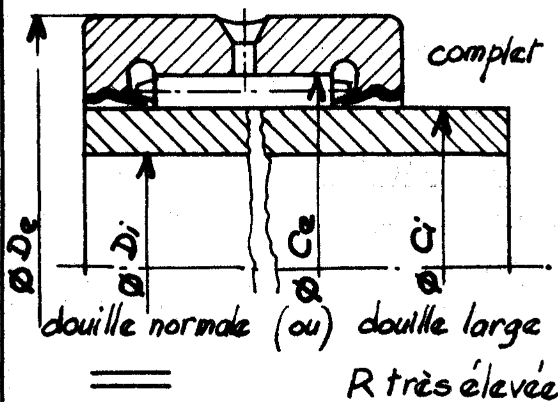


côniques à plat

A très élevée (1 sens) vitesse faible

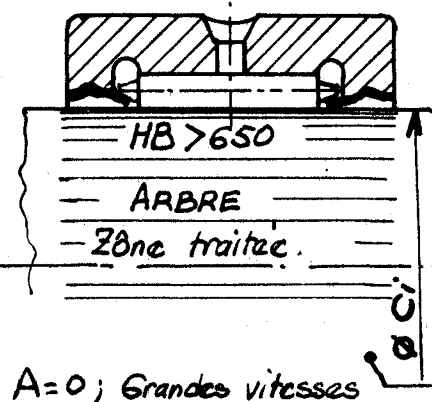


ROULEMENTS A AIGUILLES

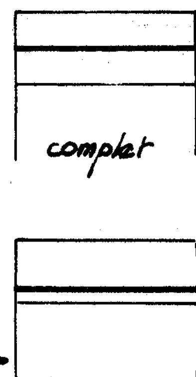


douille normale (ou) douille large

R très élevée



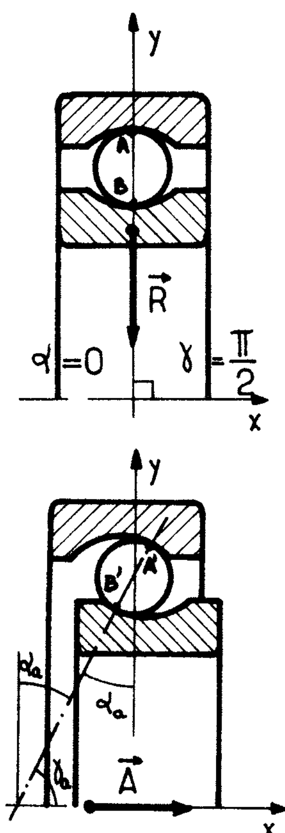
A = 0 ; Grandes vitesses



2) Etude fonctionnelle des principaux types.

* 2.1.) - Roulement rigide à une rangée de billes à gorges profondes

(charges radiales et axiales modérées)



. 2.1.1) Constitution: Chaque bague est munie d'un chemin de roulement constitué par une partie de tore dont le rayon de la génératrice R_c est de l'ordre de 1,05 à 1,08 fois le rayon des billes r_b.

Un faible rayon de gorge, proche de celui des billes est favorable à une charge importante sur celles-ci, mais augmente en même temps le frottement de glissement. La valeur choisie résulte d'un compromis acceptable entre les deux termes de l'alternative.

Une cage maintient l'espacement des billes dont le nombre est assez réduit:
En général :
Z = 7 à 15 billes.

De part sa géométrie ce roulement constitue une liaison. ROTOIDE

Son comportement varie avec le mode de chargement qui lui est appliqué

⟶ Si le torseur des actions extérieures sur la bague intérieure par exemple se réduit à une charge purement radiale, la ligne des contacts AB s'établit perpendiculairement à l'axe de rotation (α = o ou $\gamma = \frac{\pi}{2}$) fig. a)

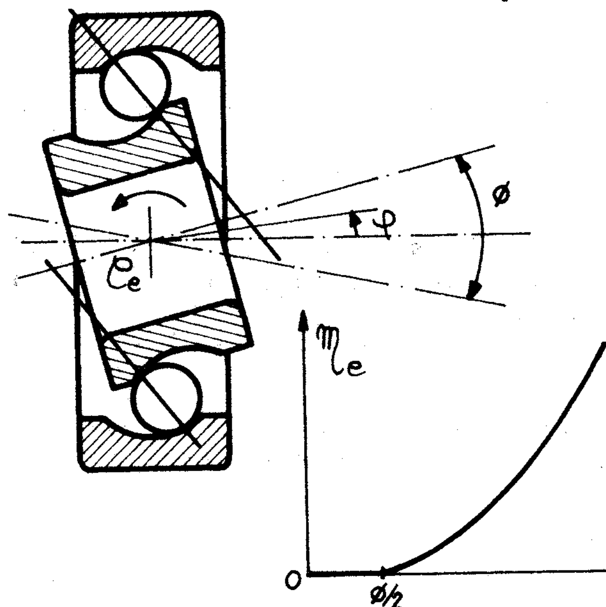
⟶ Si ce torseur se réduit à une charge purement axiale la ligne des contacts A' B' fait alors un angle α_a par rapport à la position précédente (angle α_a avec l'axe de rotation).

⟶ Si le torseur est constitué d'une charge combinée $\vec{F} = A.\vec{x} + R.\vec{y}$ avec toujours $\mathcal{M}$ =o, le contact s'établit alors sous un angle tel que

$$0<\alpha<\alpha_a \qquad \text{ou que } \gamma_a<\gamma<\frac{\pi}{2}$$

La présence d'une charge axiale modifie donc le comportement et donc la tenue en service du roulement (cf calcul de la charge équivalente dynamique P de ce type)|Roulement recommandé pour β = Arc tg $\frac{A}{R}$ = 0 à 42° selon FAG|

Si le torseur est réductible à un couple pur sur la bague intérieure (couple de renversement) le roulement à un comportement sphérique tant que la déviation angulaire φ due à la pente de la déformée de l'arbre reste inférieure au demi-angle de rotulage admissible $\Phi/2$ c'est à dire qu'il ne crée aucun moment antagoniste au couple de renversement.



Au delà de la valeur $\Phi/2$ ce comportement cesse et le roulement ne peut plus être considéré comme un appui simple, mais comme un encastrement dont le moment croit rapidement avec l'angle de déviation (cf. courbe $\mathcal{M}_e = f(\varphi)$)

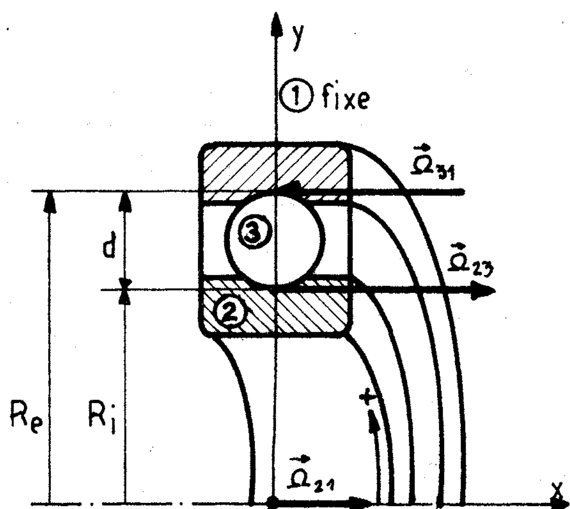
En pratique l'angle Φ est de l'ordre de 8' et par conséquent le roulement doit être considéré comme étant de type RIGIDE (quasi-)

* 2.1.2.) Cinématique :

Supposons la bague extérieure BE FIXE(1) la bague intérieure tournante(2) à la vitesse $\vec{\Omega}_{21}$.

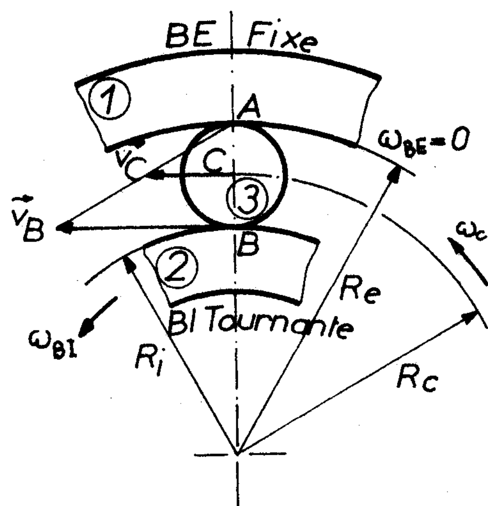
S' il y a roulement sans glissement la rotation de chaque bille (3) sur elle même et autour de l'axe est telle que en vertu de la composition des vitesses l'on ait :

$$\vec{\Omega}_{21} = \vec{\Omega}_{23} + \vec{\Omega}_{31}$$



La vitesse $\vec{\Omega}_{31}$ provoque un mouvement de PRECESSION de l'ensemble des billes et entraîne donc la cage en rotation par r^t à la B.E. (1).

Calculons cette vitesse de précession par rapport au repère fixe BE (1) , la bague intérieure tournant seule à ωBI.



Soient: R_i le rayon du chemin intérieur de roulement; R_e le rayon du " extérieur de roulement.

La bague extérieure étant supposée fixe, A est le centre instantané de la rotation $\vec{\Omega}_{31}$ et l'on a : $\vec{v}_{A_3} = \vec{o}$.

D'autre part l'absence de glissement donne

$\vec{V}_{B_3} = \vec{V}_{B_2}$ avec $V_B = R_i . \omega_{BI}$

La distribution des vitesses autour du C.I.R.A. donne alors pour le centre C de la bille la vitesse $\vec{V}_C$ telle que $V_C = \frac{V_B}{2} = R_i . \frac{\omega BI}{2}$

qui représente aussi la vitesse circonférentielle de la cage dont le rayon moyen est

$$R_c = \frac{R_i + R_e}{2}$$

La <u>vitesse de rotation de la cage par rapport à la bague extérieure</u> représente la vitesse de précession des billes par rapport à cette bague :

Donc

$$V_c = R_c . \omega_c \text{ ou } R_i . \frac{\omega BI}{2} = \left(\frac{Ri + Re}{2} \right) . \omega_c \text{ soit}$$

1er cas

|1| $$\boxed{\omega_{c/BE} = \frac{Ri}{Ri+Re} . \omega_{BI}}$$

Un raisonnement similaire permet de calculer la vitesse de précession par rapport au <u>repère fixe BI (2)</u> pour le cas ou la bague extérieure est tournante seule à la vitesse ω_{BE}

On aboutit alors à l'expression suivante, représentant la <u>vitesse de rotation de la cage par rapport à la bague intérieure</u>:

2ème cas

soit : |2| $$\boxed{\omega_{c/BI} = \frac{R_e}{Ri+Re} . \omega_{BE}}$$

Or Re > Ri d'où

.../...

1 ére CONCLUSION :

On constate donc qu'à égalité de vitesse de rotation de la bague extérieure et de la bague intérieure ($\omega_{BE}=\omega_{BI}=\omega$) la vitesse de précession des billes (vitesse de rotation de la cage) est plus élevé par rapport à la bague intérieure que par rapport à la bague extérieure.

N.B. On peut déterminer dans les deux cas précédents la vitesse de précession des billes par rapport à la bague mobile en utilisant les vitesses differentielles:

Par exemple, dans le 1er cas on a : $\vec{\Omega}_{21}=\vec{\Omega}_{2C}=\vec{\Omega}_{C1}$ soit

$\vec{\Omega}_{C2}=-\vec{\Omega}_{2C}=\vec{\Omega}_{C1}-\vec{\Omega}_{21}$ soit en modules :

$\omega_{c_{BI}}=\frac{Ri}{Ri+Re}\cdot\omega_{BI}-\omega_{BI}$ qui conduit à $\boxed{\omega_{c/BI}=-\frac{Re}{Ri+Re}\cdot\omega_{BI}}$ (3)

1er cas

Dans le 2éme cas un raisonnement similaire conduit à $\boxed{\omega_{c/BE}=-\frac{Ri}{Ri+Re}\cdot\omega_{BE}}$ (4)

2éme cas

Dans le cas où $\omega_{BE}=\omega_{BI}=\omega$ on constate

l'identité entre (1) et (4) } au signe près(évident)
(2) et (3) }

Déterminons maintenant le nombre de passages des éléments roulants en un même point- de la bague extérieure (fixe) lorsque la bague intérieure accomplit UN tour;

Soit Z le nombre d'éléments roulants (ici des billes) contenues dans le roulement.

D'après (1), pour 1 tour de la bague intérieure,l'angle de précéssion des éléments roulants vaut :

$\frac{Ri}{Ri+Re}\times 1$ tour et comme il y a

Z billes, le nombre de passages en un même point de la bague EXtérieure c'est à dire U_{BE}, s'établit à

1er cas $\boxed{U_{BE}=\frac{Ri}{Ri+Re}\cdot Z}$ nombre de passages en un même pointde BE par tour de BI

De même d'après (2) on établit de la même manière le nombre de passages des éléments roulants en un même point de la bague Intérieure (fixe), lorsque la bague extérieure accomplit UN tour

On obtient alors (2eme cas) $$U_{BI} = \frac{Re}{Ri+Re} \cdot Z$$ nb.de passages en un même point de BI par tour de BE

2 ème CONCLUSION :

Le nombre de sollicitations reçues par la bague INtérieure dépasse toujours le nombre de sollicitations reçues par la bague EXtérieure dans des conditions comparables: charge de direction constante, mêmes dimensions, même nombre d'éléments roulants.

Donc d'un point de vue purement cinématique les conditions correspondant à la rotation de la bague EXtérieure sont plus défavorables que celles correspondant à la rotation de la bague INtérieure.

Cette étude est extensible à tous les types de roulements purement radiaux quant aux valeurs numériques, à tous les roulements (sauf les Butées) quant aux conclusions.

NB La calcul du nombre de passages en un même point de la bague INtérieure dans le premier cas (BE fixe) donne d'après (3), au signe près

$$U_{BI} = \frac{Re}{Ri+Re} \cdot Z$$ résultat déja trouvé

De même :

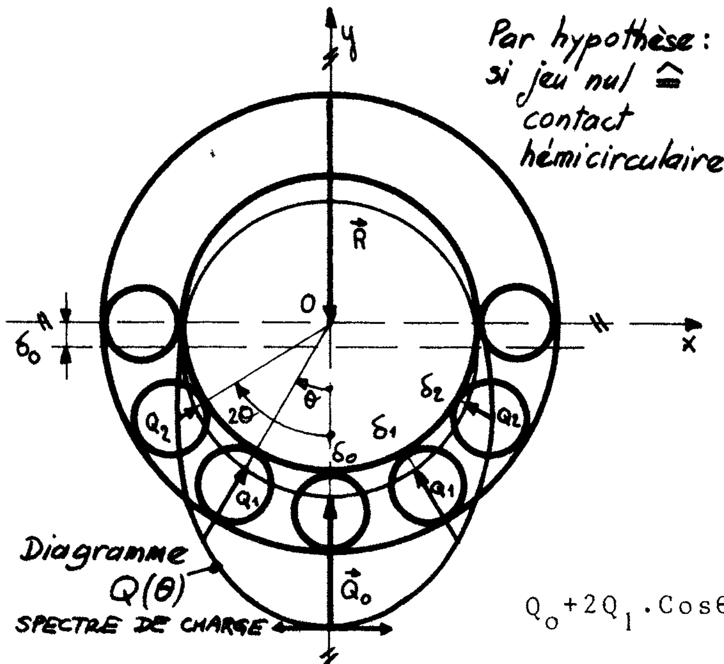
Le nombre de passages en un même point de la bague EXtérieure dans le deuxième cas (BI fixe) donne d'après (4), au signe près.

$$U_{BE} = \frac{Ri}{Ri+Re} \cdot Z$$, résultats déja trouvé

★ 2.1.3.) Mode de chargement : (jeu interne radial nul)

Spectre de charge sous l'action d'une charge extérieure purement radiale : R

La charge appliquée est inégalement répartie sur les éléments roulants.



Si Z désigne le nombre de billes, l'angle séparant deux billes consécutives (ou pas angulaire) vaut:

$$\theta = \frac{2\pi}{Z} \quad (\text{ou } \frac{360°}{Z})$$

En désignant Q_o, Q_1,... Q_n les actions de contact sur les billes et en faisant appel à la condition d'équilibre de la bague intérieure par exemple on a,

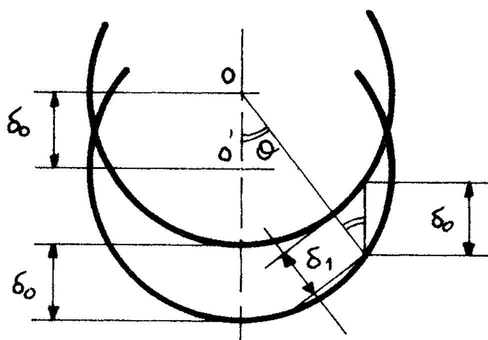
si $\vec{Q}_o$ est colinéaire à $\vec{R}$:

Σ proj.forces oy = o soit:

$$Q_o+2Q_1.\cos\theta+2Q_2.\cos 2\theta+...+2Q_n.\cos n\theta-R=o$$

Si l'on conserve l'hypothèse de solides indéformables dans leur ensemble, localement déformables, les bagues de roulement gardent leur forme ronde. Sous l'action de la charge R, il y a un déplacement en translation de l'ensemble de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure correspondant à la valeur du rapprochement δ_o sous la charge Q_o de la bille située au droit de R.

Dans ces conditions le rapprochement au contact des billes (1) vaut :



$\delta_1 = \delta_o \cos\theta$, puis $\delta_2=\delta_o.\cos 2\theta$..

$\delta_n = \delta_o.\cos n\theta$ (avec $\delta_i>o$, donc $\cos i\theta > o$)

Or d'après la théorie de Hertz (cf § 2°-I) on a $\delta = k.Q^{2/3}$ en contact ponctuel (page 6)

Donc $\delta_o=kQ_o^{2/3}$; $\delta_1=k.Q_1^{2/3}$; ... $\delta_n=k.Q_n^{2/3}$

Eliminons le facteur de proportionnalité k en faisant les rapports $\frac{\delta i}{\delta o}$

$$\frac{\delta 1}{\delta o} = \cos\theta = \frac{k\,Q_1^{2/3}}{k\,Q_o^{2/3}}$$ d'où l'on tire $Q_1 = Q_o . \cos^{3/2}\theta$ etc.

$$\frac{\delta i}{\delta o} = \cos i\theta = \left(\frac{Qi}{Qo}\right)^{2/3}$$ " " " $\boxed{Q_i = Q_o . \cos^{3/2} i\theta}$ avec $1 \leqslant i \leqslant n$.

le dernier terme n étant tel que cos nθ sont encore $\geqslant$ o pour que $Qi = Qo \sqrt[2]{\cos^3 n\theta}$ le soit(contact réel)* Loi en $\cos\theta^{1,5}$

D'après (1) on a: $R = Q_o + 2\sum_1^n Q_i . \cos i\theta$. Remplaçons Q_i par leur expression en fonction de Q_o

$$R = Q_o + 2Q_o \sum_1^n . \cos^{3/2} i\theta . \cos i\theta = Q_o(1 + 2\sum_1^n \cos^{5/2} i\theta)$$

Connaissant R on peut en déduire la charge MAXI sur la bille au droit de l'effort radial appliqué :

$$\boxed{Qo = \frac{R}{(1 + 2\sum_1^n \cos^{5/2} i\theta)} = \frac{R}{\zeta}}$$

En posant $\zeta = 1 + 2\sum_1^n \cos^{2,5} i\theta$ et

$\chi = Z / 1 + 2\sum_1^n \cos^{5/2} i\theta$ χ coefficient de Stribeck

On s'aperçoit que entre Z = 7 et Z=20 la charge sur la bille maximale varie environ entre 60 et 20% de R .

Si par ailleurs on fait le rapport $\frac{Z}{\zeta} = \chi$ on s'aperçoit qu'il varie peu autour d'une valeur moyenne égale à 4,367.

On peut écrire:

Z	ζ	$\frac{1}{\zeta} = \frac{Qo}{R}$	$\frac{Z}{\zeta} = \chi$
7	1,61391	0,61961	4,3373
8	1,84089	0,54321	4,3457
9	2,05235	0,48725	4,3852
10	2,28357	0,43791	4,3791
11	2,52067	0,39672	4,3639
12	2,74946	0,36371	4,3645
13	2,97205	0,33647	4,3741
14	3,20163	0,31234	4,3728
15	3,43401	0,29120	4,3681
16	3,66293	0,27300	4,3681
17	3,88871	0,25715	4,3716
18	4,11787	0,24284	4,3712
19	4,34860	0,22996	4,3692
20	4,57751	0,21846	4,3692

(14)

$$\boxed{Q_o = \frac{R}{\zeta} = \frac{R}{\zeta} \times \frac{Z}{Z} = \frac{\chi . R}{Z} \simeq 4{,}367 \frac{R}{Z}}$$

(sans jeu radial)

Moyenne de $\frac{Z}{\zeta} = \chi = 4{,}3671$

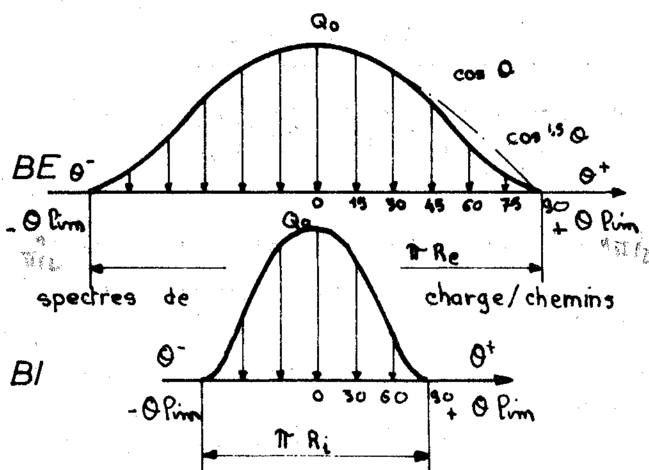
Cette relation est obtenue dans l'hypothèse où le jeu radial sous charge dans le roulement est nul.

L'existence d'un jeu radial modifie le spectre de charge du roulement, dans le sens d'une réduction de la zône de contact maximale Q_o de l'ordre de 15 à 20 % ce qui donne alors pour le coefficient γ une valeur voisine de 5 :

$$Q_o \neq \frac{5\ R}{Z} \quad \text{(avec jeu radial)}$$

Spectre de charge:

Développement cylindrique du diagramme des charges de contact le long des chemins de roulement.



La loi polaire est $Q = Q_o \cos^{3/2}\theta$

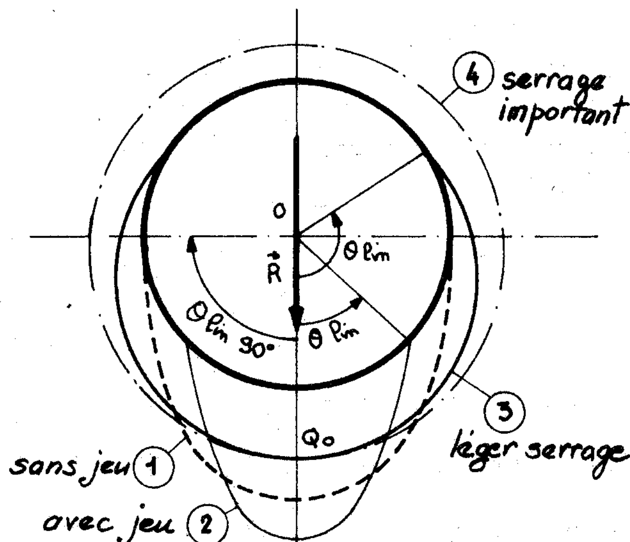
Pour un jeu nul on a $-\frac{\pi}{2} \leqslant \theta \leqslant +\frac{\pi}{2}$: contact hémicirculaire

Si donc l'on rapporte la somme des charges à la longueur développée du chemin de roulement considéré on a :

Pour la bague extérieure:

$$\frac{\sum_{-\pi/2}^{+\pi/2} Q_o \cdot \cos^{3/2}\theta}{\pi R_e} = \frac{\Sigma}{\pi R_e}$$

Pour la bague intérieure: $\frac{\Sigma}{\pi R_i}$



INFLUENCE DES JEUX ET SERRAGES SUR L'ALLURE DU SPECTRE DE CHARGE

On constate ainsi que le chargement linéaire moyen est plus important pour la bague intérieure que pour la bague extérieure (ce qui correspond à un spectre de charge plus étroit)

La bague intérieure est plus sollicitée.

Avec du jeu on a $-\theta_{lim} \leqslant \theta \leqslant +\theta_{lim}$ avec

$|\theta_{lim}| < \frac{\pi}{2}$

Avec du serrage on a $-\theta lim \leqslant \theta \leqslant +\theta lim$ avec $|\theta lim| > \pi/2$.

Lorsque $|\theta lim| > \pi$, le contact est établi tout le long des bagues et Q passe par un maxi et un mini, diamétralement opposés le long de l'axe de chargement $\vec{R}$.

Si la charge est purement axiale et parfaitement centrée, toutes les billes sont également sollicitées et l'on a :

(αa:angle de la ligne des contacts sous une charge purement axiale.cf §211)

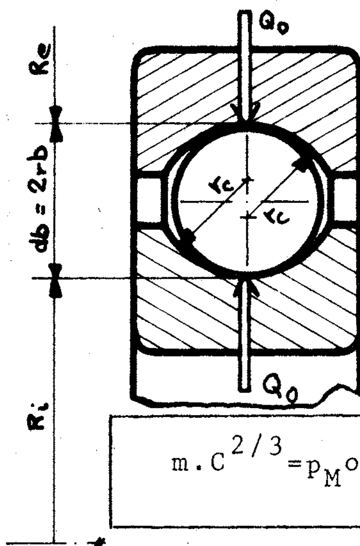
$$Q_o = Q_1 = .. = Q_i = .. = Q_n = \frac{A}{Z.\sin\alpha a}$$

Lorsque la charge est mixte la répartition dépend à la fois de la position angulaire de la bille considérée et de l'angle α de la ligne des contacts fonction de la charge axiale A.

DOBROVOLSKI p.533
PALMGREN p.44

2.1.4.) Contraintes au contact des éléments roulants:

Etant donné qu'il y a lieu de se préoccuper de la sollicitation maximale, c'est au droit de la bille la plus chargée, Q_o, que l'on considère l'état des contraintes.



Soient: R_i et R_e les rayons des circonférences des chemins de roulement int. et extérieurs.

r_c le rayon de courbure de ces mêmes chemins

r_b: le rayon des billes:($\varnothing d_b = 2r_b$)

La théorie de HERTZ prévoit alors que la valeur de la pression de contact maximale p_{maxi} ou σ_{maxi} est de la forme:

$$m.C^{2/3} = p_M \text{ ou } \sigma_M = K.\sqrt[3]{Q_o\left(\frac{2}{r_b} - \frac{1}{r_c} \pm \frac{1}{R_{i\text{ ou }e}}\right)^2} \quad *$$

Avec signe + pour la bague intérieure $+\frac{1}{R_i}$

" " - pour la bague extérieure $-\frac{1}{Re}$

$C = (\ )$

K : dépend de la nature des matériaux (E et ν)

* N.B. La parenthèse doit en effet contenir la somme algébrique des courbures principales des corps en contact avec le signe + pour les courbures dont le centre est à l'intérieur du corps, le signe - dans le cas contraire. On a donc ici :

$$C = (\bullet) = \left(\frac{1}{r_b} + \frac{1}{r_b}\right) + \left(-\frac{1}{r_c} \pm \frac{1}{R_{ie}}\right)$$

rayons de courbure principaux : de la bille — des chemins

CONSEQUENCE :

Dans le plan de symétrie radial les courbures se retranchent sur la bague extérieure $\left(\frac{1}{r_b} - \frac{1}{R_e}\right)$ alors qu'elles s'ajoutent sur la bague intérieure $\left(\frac{1}{r_b} + \frac{1}{R_i}\right)$

La pression est donc à égalité de conditions plus importante au contact de la bague intérieure que au contact de la bague extérieure : ($p = mC^{2/3}$ croissant avec C)

CONCLUSION GENERALE

On constate que des points de vue, cinématique, dynamique, ou résistant, la bague INtérieure travaille dans des conditions de sollicitation à la fatigue plus dures que celles de la bague EXtérieure

Ce résultat est évidemment généralisable à l'ensemble des roulements acceptant des charges radiales.

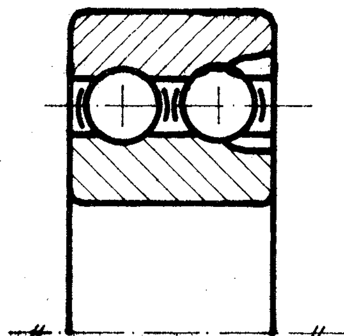
* 2.2.) Roulement rigide à deux rangées de billes

(Roulement double) Mêmes caractéristiques des chemins de roulement que le type à une rangée. Mais le nombre plus élevé de billes qui y est généralement installé, nécessite des encoches de remplissage.

Ce roulement constitue également une liaison ROTOIDE

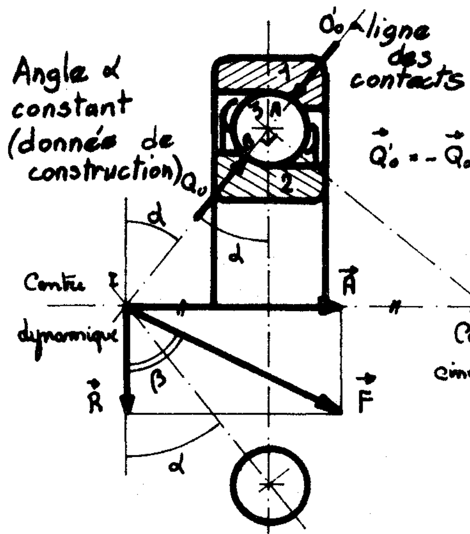
La charge étant rarement uniforme sur les deux rangées, il s'avère d'usage peu économique* donc réservé à des cas particuliers

* Capacité de charge augmentée de 13 à 60% seulement par rapport au roulement simple de la même série de diamètres. (au lieu de 100 % théoriquement).



★ 2.3.) Roulement rigide à 1 rangée de billes à contact oblique.

(charge axiale unilatérale modérée)



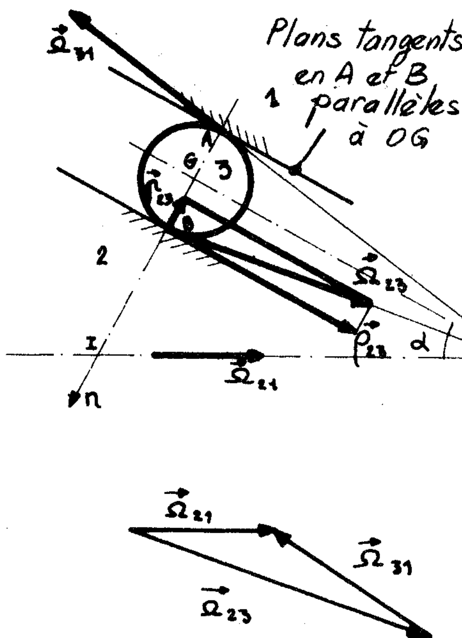
. 2.3.1) Constitution:

Chaque bague est munie d'un chemin de roulement constitué par une partie de tore dont le rayon de la génératrice r_c est de l'ordre de 1,04 à 1,08 fois le rayon des billes r_b. Mais les deux rayons moyens de ces tores sont tels que le contact s'effectue entre les billes et les chemins suivant une ligne faisant un angle α de 15° à 40° avec le plan radial.
(en général, 15º , 25º, 30º, 40º)

Ces roulements sont généralement de type fermé, mais doivent être montés par paire en opposition (cf chapitre MONTAGE).

Ils peuvent tourner à des vitesses élevées et admettent des charges mixtes(charge axiale dans un seul sens)

Lorsque le contact est assuré, ce roulement a le degré de liberté d'une liaison ROTOIDE



. 2.3.2. Cinématique :

Si l'on suppose la bague (1) EXtérieure FIXE, la composition des vitesses de la bague INtérieure FIXE, la composition des vitesses de la bague INtérieure (2) et des billes donne à chaque instant.

$\vec{\Omega}_{21} = \vec{\Omega}_{23} + \vec{\Omega}_{31}$ somme telle que le support des vecteurs $\vec{\Omega}_{23}$ et $\vec{\Omega}_{31}$ soient les droites OB et OA

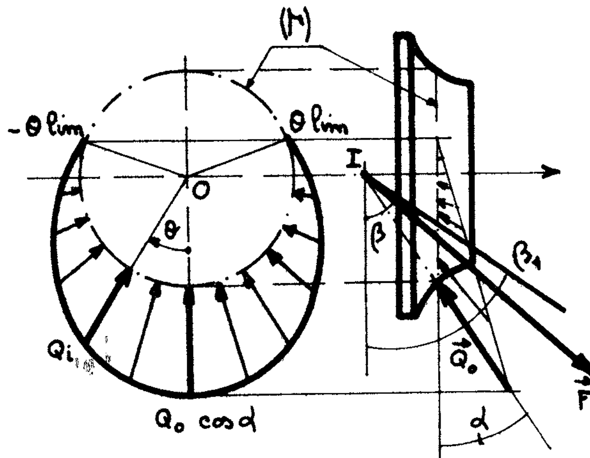
En particulier le vecteur rotation $\vec{\Omega}_{23}$ n'est pas contenu dans le plan tangent en B et il admet donc une composante $\vec{P}_{23}$ de pivotement en B.

Il en est de même en A.

Un roulement à contact obliques nécessite en permanence l'existence d'un pivotement fonctionnel au niveau des contacts billes / bagues.

Ce pivotement augmente le frottement interne et l'usure.

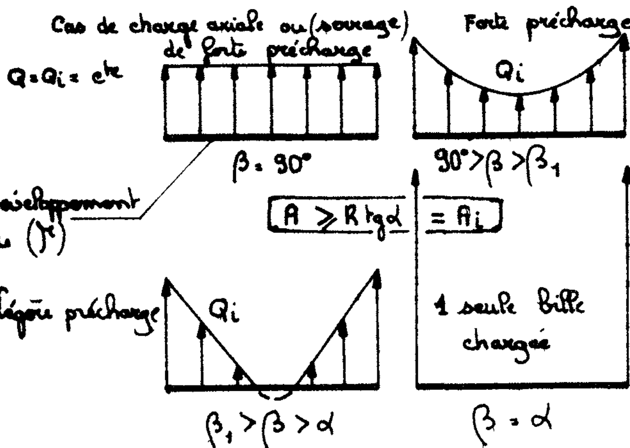
. 2.3.3.) Mode de chargement:



Les efforts sur les billes sont transmis suivant les lignes de contact et convergent tous en I, appelé centre d'appui du roulement. Pour des raisons d'équilibre, la charge extérieure $\vec{F}$ sur chacune des bagues doit aussi passer par ce point:

$$\vec{F}=\vec{R}+\vec{A} \quad \frac{A}{R}= tg\beta$$

Le spectre de charge varie avec la valeur relative de la charge axiale A. Il présente une allure similaire à celui du roulement rigide à gorges profondes.



A < R tgα = Ai

NON FONCTIONNEMENT

+ Si la charge est purement axiale $\beta = 90°$ = , toutes les billes sont uniformément chargées par : $Q= \frac{A}{Z.\sin\alpha}$

(R=o)

+ Tant que $\beta > \beta_1$ la zône de charge s'étend à toute la circonférence de contact (Γ). La limite β_1 dépend de la construction du roulement

(par ex. β_1 = 45° pour α = 30°)

Mais les billes inférieures sont plus chargées que les supérieures + $\alpha<\beta<\beta_1$ Seule une partie des chemins de roulement se trouve chargée. L'action de contact sur les billes "utiles" augmente encore.

Lorsque l'angle β vaut α , la force $\vec{F}$ passe alors par des points de contact d'une seule des billes, les autres étant toutes déchargées. La charge de contact atteint alors sa valeur limite:

$$Q_{o\ maxi} = \frac{A}{\sin\alpha} = \frac{R}{\cos\alpha}$$

+ Si la charge axiale descend en dessous de $Rtg\alpha$, la bague intérieure glisse hors de la bague extérieure. Le roulement ne peut fonctionner.

Il ressort de cette analyse plusieurs conséquences:

1/ Un roulements à contacts obliques ne peut fonctionner que sous une charge axiale minimum égale à $R.tg\alpha$:

Condition de fonctionnement: $A > R.tg\alpha$

2/ Une charge purement radiale ($\beta = 0°$) n'est possible à guider dans les roulements à une rangée de billes que si l'angle de contact α est nul, c'est à dire qu'avec des roulements à gorges profondes de type étudié au § 2.1.)

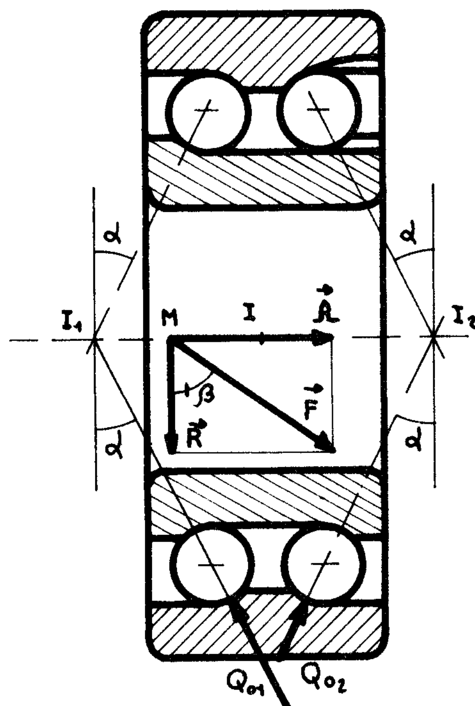
3/ La maîtrise du spectre de charge est réalisée en contrôlant la charge axiale d'équilibre $\vec{A}$, par le réglage du jeu ou du serrage interne possible sur ce genre de roulements lorsqu'ils sont montés en opposition.

S'il y a serrage: contact sur un arc > 180° = ⎫ Arc contact = 180°
S'il y a jeu : " " " " < 180° = ⎭ pour jeu nul.

★ 2.4.) Roulement à deux rangées de billes à contacts obliques.

(Charges radiales élevées, couples de renversement, alignement rigoureux).

. 2.4.1.) Constitution Il est constitué en réalité de deux roulements simples montés en opposition, pratiquement sans jeu axial, et formant un tout.



Il représente donc lui aussi une liaison ROTOIDE

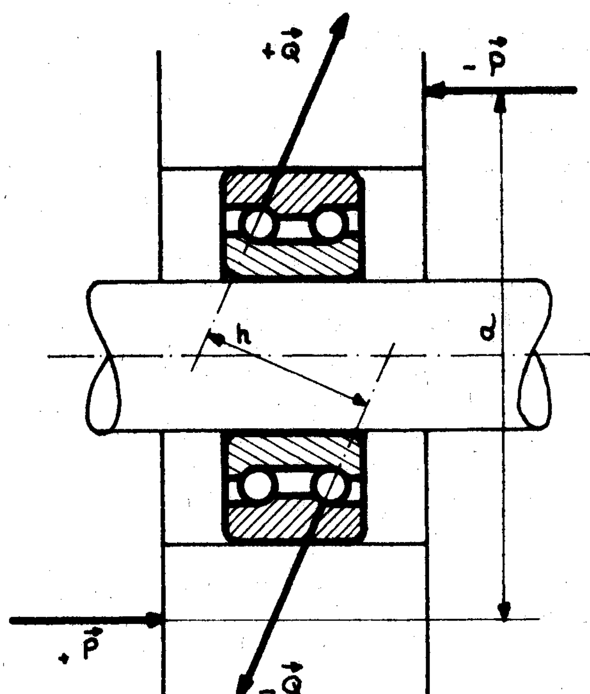
Ce roulement ayant ses centres d'appui vers l'extérieur, présente une grande stabilité et peut être utilisé seul pour équilibrer des couples de renversement, cas de montage de poulies folles ou de galets sur un axe fixe par exemple, mais il exige un rigoureux alignement.

Il peut supporter des charges radiales élevées et des charges axiales dans les deux sens.

Ce type de roulement présente des encoches de remplissage sur l'une de ses faces. En cas de charge axiale unilatérale les encoches doivent correspondre à la rangée déchargée.

.2.4.2.) Mode de chargement

A cause de sa structure symétrique ce roulement peut supporter des charges



purement radiales. Dans ce cas les deux rangées de billes ont le même spectre de charge étalé sur une demi circonférence (loi en $\cos^{1,5}\theta$).

Par analogie avec ce qui a été développée au § 213 la charge maxi sur les billes situées au droit de la charge R peut être représenté par :(contact PONCTUEL)

PALMGREN p.57

$$Q_{o1} = Q_{o2} = 2,185 \frac{R}{Z.\cos\alpha}$$

(A=o)(jeu nul)

(Z:nombre de billes par rangée)

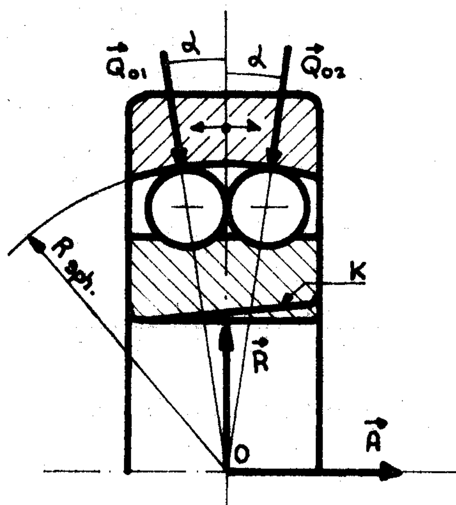
Si une charge axiale s'ajoute à une charge radiale la grandeur de la zone de charge augmente sur l'une des rangées et diminue sur l'autre.

Lorsque la charge axiale atteint ou dépasse:

$A = \frac{5}{3}.\ R.tg\alpha$ une seule des rangées se trouve chargée tout autour et l'autre est complétement déchargée. Le roulement se comporte alors comme un roulement à une rangée de billes à contact oblique et le point d'application M de la charge extérieure se trouve en $I_{1\ ou\ 2}$

* 2.5. Roulement à deux rangées de billes, à rotule

(charges modérées surtout axiales.Désaxement angulaire possible)



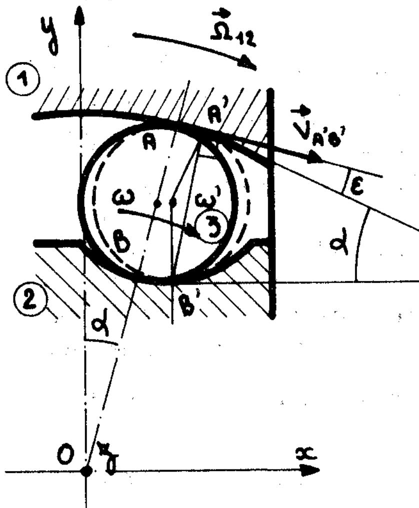
2.5.1.) Constitution

La bague extérieure comporte un chemin de roulement sphérique(zone équatoriale) Les deux chemins de la bague intérieure sont des portions de tore dont le rayon de génératrice r_c est de l'ordre de r_b.

Ces roulements présentent toujours un jeu radial dont l'ordre de grandeur est de 3 à 4/10000e de d sauf classes spéciales (cf § II 5.3.)

Existent en exécution K(Alésage cônique $\frac{1}{12}$ e de la B.I.)

2.5.2.) Comportement cinématique.



Géométriquement, la bague extérieure peut avoir un déplacement sphérique autour du centre O du chemin extérieur de roulement. En réalité ce roulement n'a pas un véritable comportement sphérique:

Considérons en effet un petit déplacement angulaire de la bague extérieure par rapport à la bague intérieure selon la rotation $\vec{\Omega}_{12}$

Dans la position symétrique du départ les points de contact d'une bille (3) avec les bagues (1) et (2) sont en A et B diamétralement opposés (AωB alignés: ω centre de la bille). Le mouvement est cinématiquement possible.

Après le déplacement les points de contact viennent respectivement en A' et B'. Le point B' n'est plus dans le plan normal en A' Le vecteur vitesse $\vec{v}_{A'/B'}$ est sécant à la zone sphérique. Le mouvement n'est plus possible sans glissement. Il y a même arcboutement du système si l'angle α est inférieur à 2 φ (φ: angle de frottement)

Par contre la rotation relative des bagues autour de l'axe de guidage du roulement favorise les glissements tels que AA' et la bague extérieure peut prendre une position angulaire quelconque par rapport à la bague intérieure.

Ce comportement est dit " pseudo-sphérique" car il est différent selon le degré de liberté considéré : r_x ou r_z.

Ce roulement convient donc bien pour permettre des déplacements angulaires relatifs faibles de l'arbre par rapport au logement, dûs par exemple à une flexion d'arbre, une déformation du bâti etc...à condition, que le système tourne. On ne peut par contre s'en servir comme d'une véritable articulation sphérique à l'arrêt par exemple. L'amplitude du désaxement n'est limité que par la largeur de la bague extérieure: Angle de rotulage $\leqslant$ 4° .

2.5.3.) Mode de chargement.

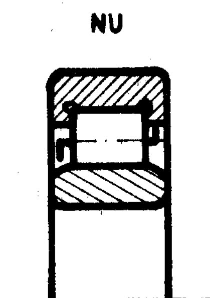
Il est rigoureusement identique à celui d'un roulement à deux rangées de billes à contacts obliques.

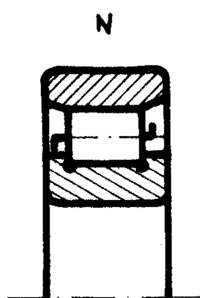
Par contre à l'inverse du précédent il ne peut en aucun cas équilibrer un couple de renversement. (h quasi nul, d'où Q inefficace et très élevé)
On ne peut donc utiliser un tel roulement seul contrairement à l'autre.

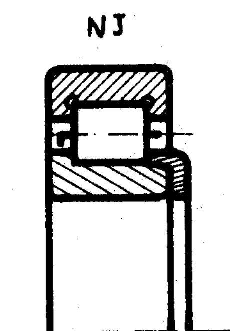
* 2.6.) Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques.

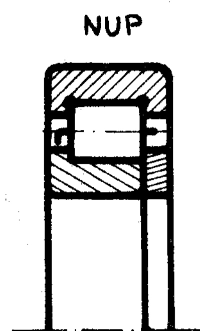
(charges radiales élevées. Grandes vitesses.)

2.6.1.) Constitution :









Chaque bague comporte un chemin de roulement constitué par un cylindre de révolution co-axial à la direction de guidage.

L'une des bagues(intérieures ou extérieure selon la série) possède deux épaulements qui maintiennent axialement la couronne de rouleaux solidaire de la bague considérée grâce à la cage d'espacement.

Du fait de sa géométrie un tel roulement constitue une liaison VERROU :

. 1 degré de liberté en rotation autour de l'axe dû au roulement des rouleaux sur les chemins.

. 1 degré de liberté en translation le long du même axe par glissement latéral des rouleaux sur l'une des pistes de roulement.

C'est un roulement de type ouvert.

L'adjonction d'un épaulement supplémentaire sur la bague intérieure et d'une bague épaulée rapportée supprime le degré de liberté en translation et transforme ainsi la liaison verrou en une liaison ROTOIDE.

2.6.2.) Cinématique:

Strictement analogue à celle du roulement rigide à une rangée de billes à gorges profondes fonctionnant sous charge purement radiale (cf § 212).

2.6.3.) Mode de chargement:

Avec les hypothèses faites pour le roulement rigide à une rangée de billes à gorges profondes fonctionnant sous charge purement radiale on peut établir une étude semblable pour le roulement à une rangée de rouleaux cylindriques à la condition de remplacer la relation déformation/charge : $\delta = kQ^{2/3}$

par la loi : $\delta = k'.Q^{0,9 \text{ à } 1}$ *

* *Selon les auteurs de recherche.*

On aboutit alors à la répartition de la charge suivante:

$$Q_i = Q_o . \cos i\,\theta^{1 \text{ à } 10/9}$$

La charge de contact maximale Q_o sur le rouleau situé au droit de la charge radiale extérieure s'exprime alors par :

$$Q_o = \frac{R}{1+2\sum_{1}^{n} \cos^{2 \text{ à } 19/9} i\,\theta}$$

avec $1 \leqslant i \leqslant n$ tel que $\cos n\theta$ soit $> o$
$\cos(n+1)\theta \leqslant o$

Posant $\zeta' = 1+2 \sum_{1}^{n} \cos^{2 \text{ à } 19/9} i\theta$ puis $\psi = \frac{Z}{\zeta'}$, avec Z : nombre de rouleaux, on peut exprimer Q_o sous la forme :

$$Q_o = \frac{\psi . R}{Z} \# \frac{4 . R}{Z}$$

(sans jeu radial)

4, représentant la moyenne des diverses valeurs de ψ, pratiquement constant quelque soit Z et l'exposant choisi (0,9 ou 1)
En cas de jeu on prend alors $\psi = 4,6$ ou 5 comme pour les bille (cf § 2.1.3.)

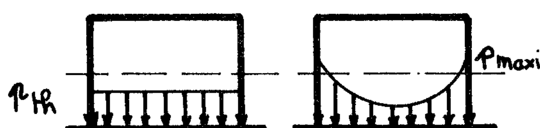
Z	$\psi_{o,9}$	ψ_1	Z	$\psi_{o,9}$	ψ_1
7	4,028...	3,93816		moyen	moyen
8	4,077	4			
9	4,11137	4,028		4,0816	4
10	4,088	4			(3,997≃)
11	4,0718	3,984713	20	4,08455	4
12	4,0828	4	19	4,082632	3,9971
13	4,0931	4,00923	18	4,08546	4
14	4,086028	4	17	4,08847	4,00408
15	4,0800	3,99405	16	4,084109	4

Le spectre de charge est analogue à celui d'un roulement rigide à une rangée de billes à gorges profondes, mais le jeu radial y est plus grand et par conséquent le chargement complet plus rare.

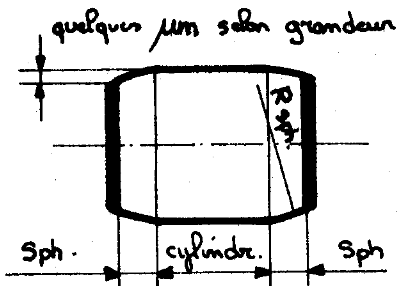
2.6.4.) Contraintes au contact des rouleaux:

La contrainte est théoriquement uniformément répartie.

Répartition des contraintes: avec rouleaux cylindriques purs.



En pratique elle a tendance à être concentrée vers les extrémités des rouleaux. Pour corriger ce défaut, on usine les rouleaux légèrement sphériques vers les extrémités.
On peut alors du même coup tolérer un trés léger désaxement angulaire (de l'ordre de quelques minutes d'arc) qu'il ne serait pas possible de supporter avec des rouleaux purement cylindriques.
(Φ = 2' à 6')



La valeur de la pression de contact maxi est, d'après Hertz :

$$m'.c^{1/2} = p_M \text{ ou } \sigma_M = 610 \sqrt[2]{\frac{Qo}{\ell r}\left(\frac{1}{r_r} + \frac{1}{Ri\,ou\,e}\right)}$$

(sans lubrification) rouleaux cylindriques purs.
avec ℓr, longueur des rouleaux,
Ri,e: rayons des chemins de roulements
r_r, rayon des rouleaux,

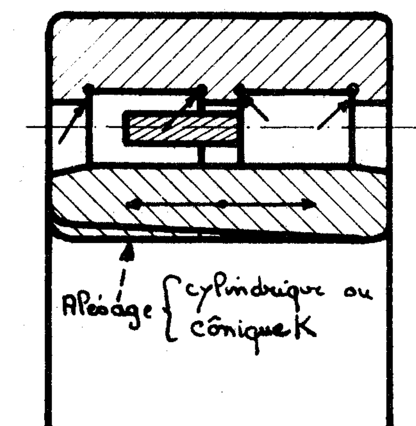
Dans la pratique la lubrification diminue nettement les pressions à cause de l'augmentation des aires de contact dues au film d'huile.

A conditions de charges et de dimensions comparables, la pression est moins forte avec des rouleaux, qu'avec des billes. Ainsi le gain moyen de charge par rapport à des roulements rigides à une rangée de billes à gorges profondes de mêmes dimensions est de l'ordre de 30 à 130 % selon les dimensions.

Par rapport au roulement à billes, ces roulements ont un faible coefficient de frottement et autorisent des vitesses de rotation relativement élevées.

* 2.7.) ROULEMENTS A DEUX RANGEES DE ROULEAUX CYLINDRIQUES

(Grande rigidité, faibles déformations: roulement de précision MO)

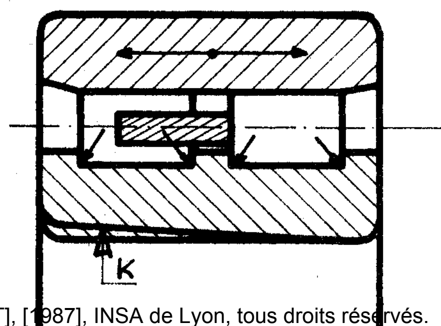


Grâce à leur grande rigidité, ils conviennent particulièrement bien dans toutes les applications qui ne doivent donner lieu qu'à des déformations élastiques très petites (exemple montage de broches de machines-outils.)

Sous un faible encombrement radial ils possèdent une capacité de charge élevée.

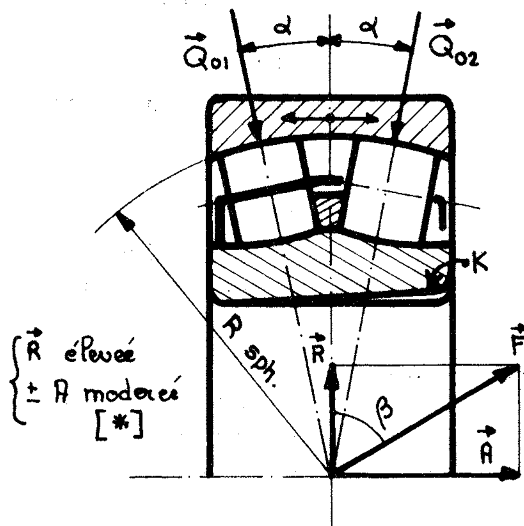
Ces roulements sont exécutés avec alésage cylindrique ou alésage conique qui permet de réduire à volonté le jeu interne (précision)

Ces roulements, contrairement à ceux à une rangée de rouleaux cylindriques, n'admettent aucun désaxement angulaire et par conséquent exigent un rigoureux parallélisme entre arbre et logement.



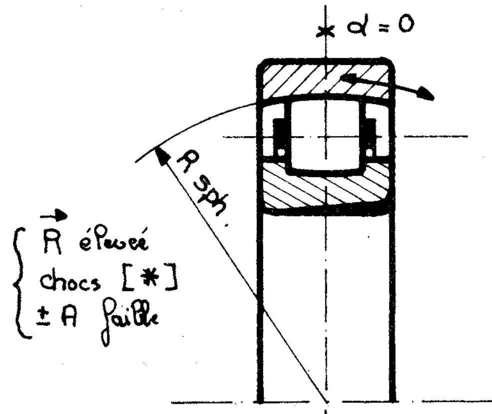
2.8.) ROULEMENT A ROTULE A UNE OU DEUX RANGEES DE ROULEAUX TONNEAUX.

(*) *Vitesse limite décroissante lorsque la charge axiale augmente.*



La bague extérieure comporte un chemin de roulement sphérique (zone équatoriale) Le ou les chemins de la bague intérieure sont des portions de tore de rayon de génératrice sensiblement égal à celui de la zone sphérique qui leur fait face.

Les rouleaux épousent la forme des chemins de roulement et ont l'allure de petits tonneaux.Le rayon de courbure de leur génératrice est très légèrement inférieur au rayon des chemins de roulement pour éviter les concentrations de pression aux extrémités de ces rouleaux. Ces derniers étant en contact avec les bagues suivant une ligne courbe, les axes instantanés de rotation ne peuvent passer par tous les points de contact. Ces roulement fonctionnent avec un léger glissement.



Comme pour le roulement à rotule sur billes, du fait de leur géométrie; un déplacement sphérique relatif des bagues est possible.Mais contrairement à ce dernier, il n'y a pas d'arcboutement les rouleaux glissant latéralement par rapport à la zone sphérique de la bague extérieure. Ces roulements ont donc un comportement sphérique; Rotulage $\leqslant$ 3 à 4°.

Ces roulements s'exécutent avec épaulements de guidage des rouleaux, fixes ou mobiles. Selon l'inclinaison des rouleaux par rapport à l'axe du roulement la capacité de charge axiale est plus ou moins grande. Elle est donc faible dans le cas d'une seule rangée à axes parallèles. De plus dans cette dernière version le jeu radial est plus réduit.(4 à 5×10^{-4}d au lieu de 8 à 10.10^{-4}d

- Existent en exécution K à alésage conique $\frac{1}{12}$e de la B I
- Roulements chers

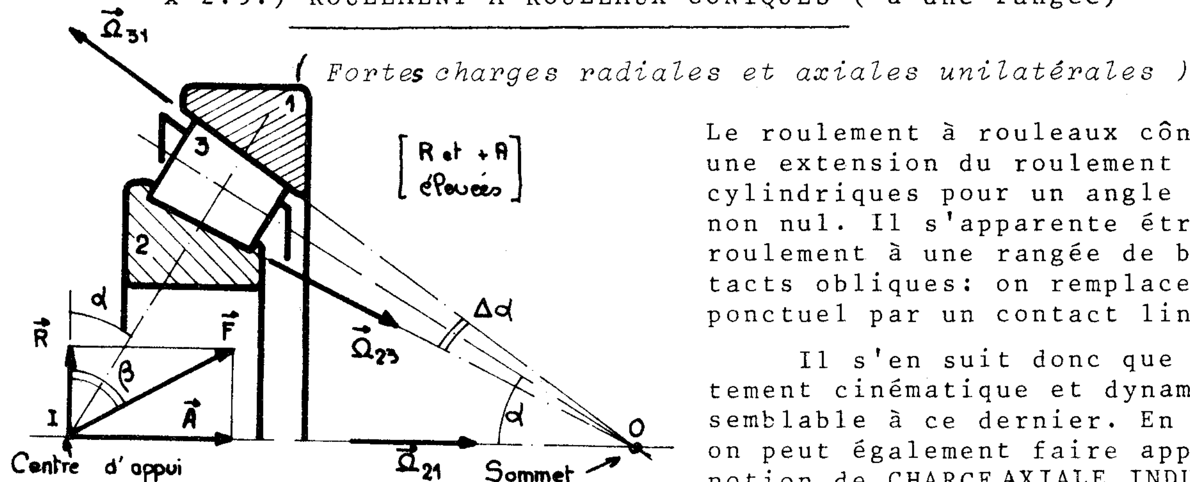
Leur mode de chargement est identique à celui des roulements à rotule à 2 rangées de billes (§2.5.).Ils ne peuvent donc équilibrer aucun couple de renversement.

La charge maxi sur les billes situées au droit de l'effort radial R, dans le cas de charge axiale nulle vaut, par analogie avec le § 213, mais pour des contacts LINEAIRES:

(A = o jeu nul) $$Qo_1 = Qo_2 = 2,038 \frac{R}{Z.\cos\alpha}$$

★ 2.9.) ROULEMENT A ROULEAUX CONIQUES (à une rangée)

(*Fortes charges radiales et axiales unilatérales*)



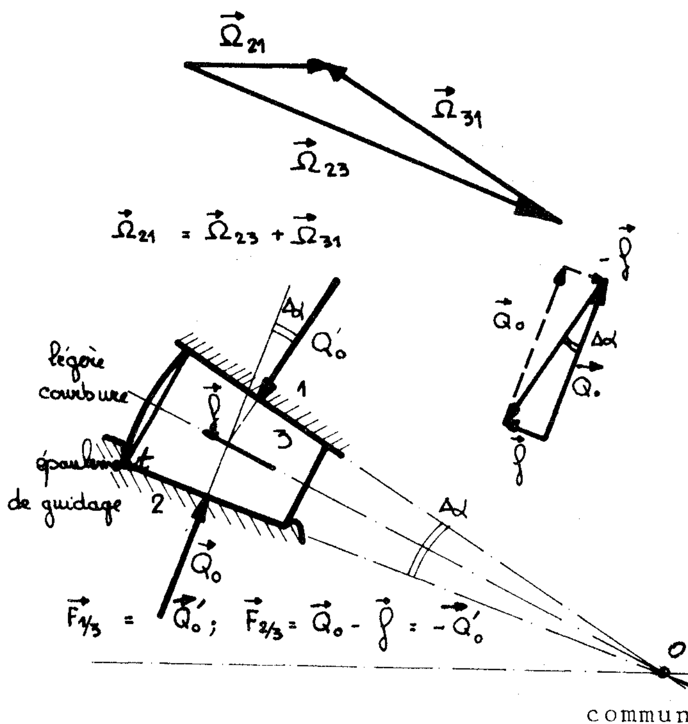
Le roulement à rouleaux côniques est une extension du roulement à rouleaux cylindriques pour un angle de contact non nul. Il s'apparente étroitement au roulement à une rangée de billes à contacts obliques: on remplace le contact ponctuel par un contact linéaire.

Il s'en suit donc que son comportement cinématique et dynamique est très semblable à ce dernier. En particulier on peut également faire apparaître la notion de CHARGE AXIALE INDUITE par analogie avec ce que l'on a déja constaté au § 2.3.3.

Condition de fonctionnement :

$$A \geqslant Ai = R.tg\alpha \quad (\beta \geqslant \alpha)$$

α=12 à 16° ou 28 à 30°



Il est donc nécessaire de les monter par paire en opposition de manière à créer et équilibrer la charge axiale. La maîtrise du spectre de charge se fait également par réglage et contrôle du jeu (ou serrage) axial. Un tel roulement ne peut fonctionner sous une charge radiale pure. Par contre, contrairement au roulement à billes à contacts obliques, il n'y a pas de pivotement (ce qui d'ailleurs serait impossible avec des rouleaux) En effet les chemins de roulement coincident avec les surfaces axoïdes de roulement sans glissement: sommet du centre cinématique commun O aux troncs de cône constituant les surfaces de contact entre pistes et rouleaux.

Les axes de viration, supports de $\vec{\Omega}_{23}$ et $\vec{\Omega}_{31}$ appartiennent à ces cônes.

A l'inverse les actions de contact $\vec{Qo}$ et $\vec{Qo'}$ des bagues sur les rouleaux ne peuvent plus être exactement égales et opposées comme dans le cas des billes. Il s'en suit que ces forces créent sur chaque rouleau une résultante axiale $\vec{f}$ qui a tendance à chasser les rouleaux vers l'extérieur. Ils sont donc appuyés sur un épaulement en arrière de la bague intérieure. Lorsque le contact est assuré ce roulement a le degré de liberté d'une liaison ROTOIDE;il est de type ouvert.

Pour limiter les concentrations de pression aux extrémités des rouleaux ces derniers présentent en bout un léger bombé comme sur les rouleaux cylindriques. Ceci autorise du même coup un très léger déversement angulaire d'une bague par rapport à l'autre $\leqslant$ 2'

Extension de la formule du § 263 pour jeu nul $Qo = \dfrac{4\ R}{Z.\cos\alpha}$

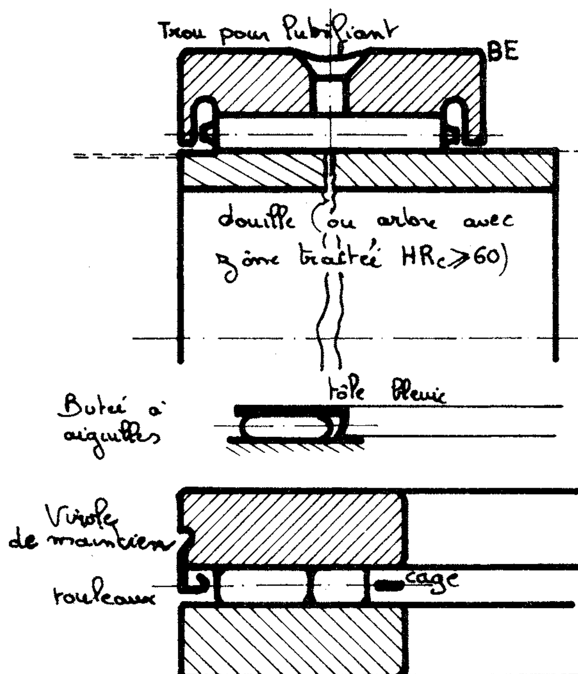
* 2.10) Exécutions particulières à rouleaux côniques:

Variation de l'angle α : =0: rouleaux cylindriques
α =90° butée à rouleaux côniques.

Roulements à deux ou quatre rangées (cône double ou cuvette double) à très forte capacité de charge pour appareils de levage, laminoirs.

* 2.11.) ROULEMENTS ET BUTEES A AIGUILLES.

(charges et vitesses élevées, chocs)



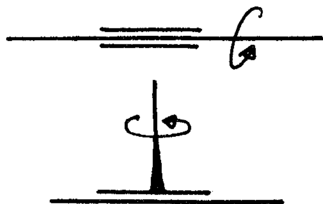
2.11.1- Constitution

Les éléments roulants " aiguilles" sont des cylindres très allongés (longueur= 5 à 10 fois le diamètre) et de petit diamètre insérés entre une bague extérieure et une douille. On obtient ainsi une multiplicité de contacts rendant la variation de charge faible d'une aiguille à l'autre.

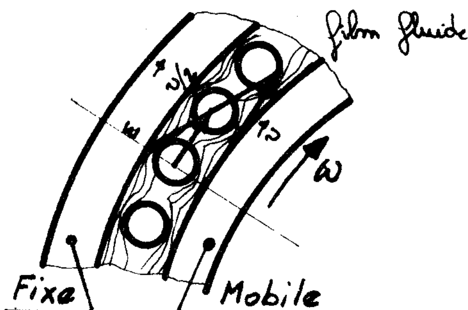
L'encombrement radial est minime et peut être encore réduit par suppression de la douille intérieure (et de la bague extérieure dans le cas d'emploi de cartouches d'aiguilles) sous réserve d'obtenir une dureté suffisante des portées sur l'arbre(ou(et) sur le logement) traités:

$HR_c \approx 60$ ou $HB > 650$

Dans le cas d'un roulement proprement dit la liaison obtenue est de type ROTOIDE: pistes cylindriques coaxiales:type ouvert.



Dans le cas d'une butée la liaison obtenue est une liaison PLANE: pistes planes parallèles. Les aiguilles sont courtes pour éviter de trop grands glissements (deux tronçons mis bout à bout) car la liaison est à roulement & glissement.



2.11.2) Fonctionnement: Si l'on se réfère à la loi du roulement en contact linéaire:

$$F = \frac{C'.Q^{3/2}}{r}$$

on obtient de fait une résistance importante étant donnée la faible valeur du rayon des aiguilles. (4 fois plus).

En réalité on utilise un contact fluide entre les aiguilles et les pistes : le jeu radial augmenté permet d'interposer un film d'huile supprimant le contact direct en fonctionnement normal. Chaque aiguille se comporte comme un patin et équilibre la charge par action hydrodynamique. Elle ne tourne donc pas sur elle même, mais se déplace en bloc avec l'ensemble des autres. On réduit ainsi considérablement les résistances passives. Si un choc ou une surcharge brutale intervient il y a momentanément contact direct par écrasement du film et la rotation de la ou des aiguilles concernées tend à reformer ce film grâce aux propriétés d' onctuosité du lubrifiant.

On obtient ainsi un dispositif particulièrement apte à encaisser des chocs, car la flexibilité des aiguilles facilite la portance sur toute la longueur. (pression diamétrale de l' ordre de 100 à 300 bars au lieu de 75 à 120 bars) ainsi que des vitesses élevées .

Le guidage axial des aiguilles améliore encore le rendement (réduction supplémentaire des résistance passives): cages à aiguilles.

Par contre il est nécessaire de réaliser une lubrification abondante pour alimenter convenablement le film. Aussi prévoit-on un canal demi circulaire à l'extérieur de la bague extérieure débouchant vers l'intérieur grâce à plusieurs trous radiaux.(Ø <d = 20 mm).

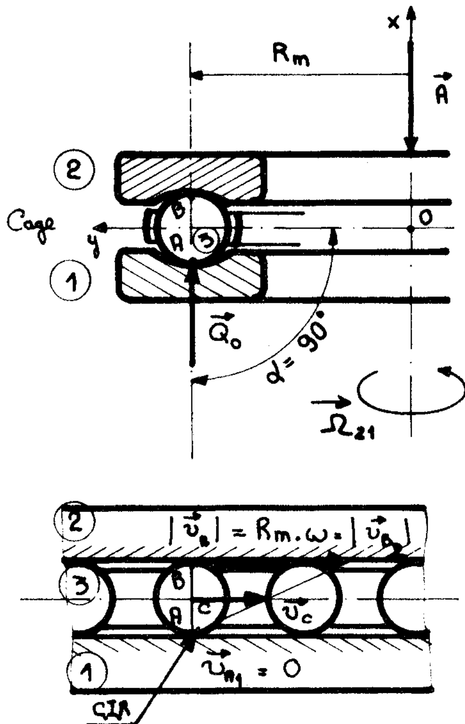
DOC Roulement très chargé:→
→ v>12 m/s: lubrification sous pression par huile réfri-
Si v< 8 m/s graisse spéciale à roulement. (gérée
Si v> 4 m/s réservoir à prévoir pour la graisse.

2.11.3) Exécutions particulières.

Roulements inversés; Roulements combinés; Douilles à aiguilles.

★ 2.12) BUTEES A BILLES. *(Charges purement axiales unilatérales)*

2.12.1)- Constitution:



Développement cylindrique au niveau R_m : distribution des vitesses.

Réalisations particulières ayant pour but d'encaisser des charges axiales pures ; il s'agit donc d'une extension du roulement à une rangée de billes pour un angle de contact α égal à 90°=

Les bagues deviennent ici des plaques ou rondelles munies de chemins de roulement toriques dont le rayon de génératrice est de l'ordre de 1,1 fois le rayon des billes: $r_c \simeq 1,1 r_b$. Du fait de leur géométrie ces butées constituent, sous réserve de rester assemblées, une liaison ROTOIDE. Mais la faible profondeur des gorges de roulement ne permet que de très petites sollicitations radiales ce qui signifie en pratique qu'une butée à billes est assimilable au point de vue de son usage à une liaison PLANE.

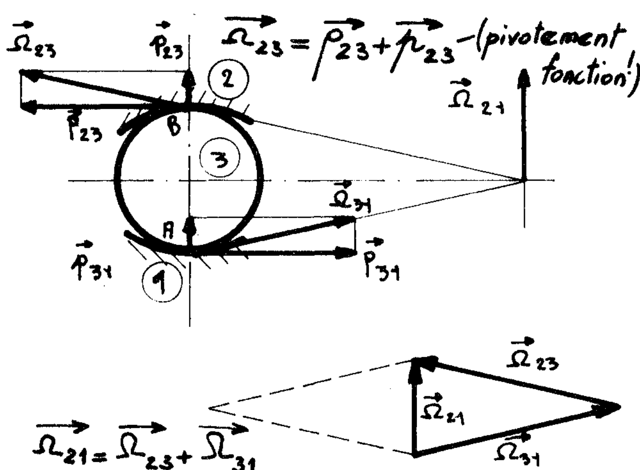
2.12.2) Cinématique.

Dans l'hypothèse quasi universelle ou la rondelle logement est fixe et où la rondelle arbre tourne à la vitesse $\omega = |\vec{\Omega}_{21}|$, un développement cylindrique de la butée au niveau du rayon des chemins de roulement montre immédiatement que l'ensemble des billes est animé d'un mouvement de précession tel que, s'il y a roulement sans glissement l'on ait:

$\vec{V}_{A_1} = 0$ (avec A : centre instantané de de rotation /1)

$\vec{V}_{B_2} = R_m.\omega$ et $\vec{V}_c = \frac{1}{2} \vec{V}_{B_2}$ (distribution linéaire des vitesses autour du C.I.R.: A . on a donc une rotation de la cage telle que :

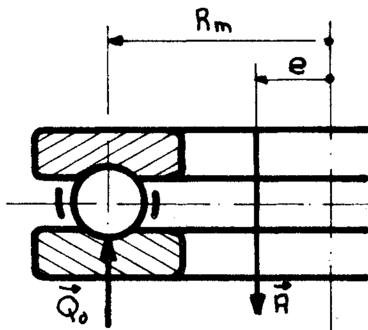
$$\boxed{\omega_c = \frac{1}{2}\,\omega} \quad \text{ou} \quad \boxed{\vec{\Omega}_{c1} = \frac{1}{2}\,\vec{\Omega}_{21}}$$



Il existe un pivotement fonctionnel en A et B

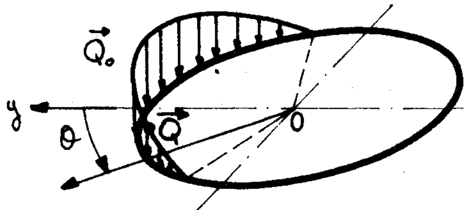
2.12.3) Mode de chargement

Si la charge axiale A est centrée sur l'axe x'x de la butée (cas général) la charge est uniformément répartie sur toutes les billes, chacune supportant l'action de contact:



$$Q = \frac{A}{Z}$$ (Z nombre de billes)

Si cette charge A est excentrée de la distance e la répartition n'est plus uniforme. Au delà d'une certaine valeur de $\frac{e}{Rm}$ le contact n'est plus assuré que sur une partie de la circonférence de contact (Γ)



Loi de chargement:

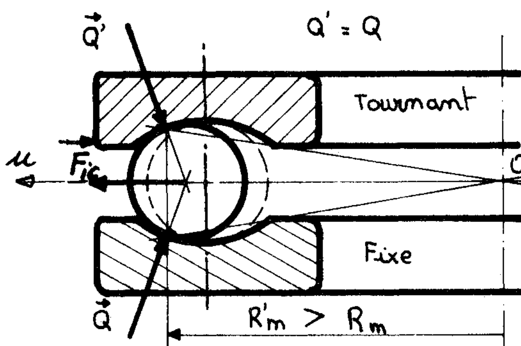
$$Q = \begin{cases} Q_o . \cos^{1,5}\theta \text{ ou} \\ Q_o(a + \cos\theta)^{1,5} \end{cases}$$

En particulier il est hémicirculaire pour $\frac{e}{Rm}$ = 0,8225 et la charge maxi sur la bille la plus sollicitée vaut : $Q_o = 3,6 \frac{A}{Z}$

Pour e = Rm ($\frac{e}{Rm} = 1$) seule la bille située au droit de la charge axiale extérieure $\vec{A}$ est chargée et l'on a évidemment : $Q_o = A$ Maxi

Pour e > Rm les rondelles basculent l'une par rapport à l'autre : fonctionnement impossible

2.12.4) Influence des forces d'inertie sur le fonctionnement



Le mouvement de précession des billes fait naître une force centrifuge égale à:

$$F_{ic} = m.Rm.\omega_c^2$$

qui, a grande vitesse, a tendance à les chasser vers l'extérieur. Les contacts s'écartent plus du cône de roulement théorique et les billes roulent alors sur un rayon moyen plus grand exerçant ainsi un effort sur la cage, provoquant une usure voire un grippage si les alvéoles n'offrent pas un jeu radial suffisant.

De plus l'axe de rotation $\vec{Ou}$ d'une bille changeant constamment de direction fait naître un couple gyroscopique représenté par

$\vec{\mathcal{M}}_G = J.\vec{\Omega}_b \wedge \vec{\Omega}_c$ où J est le moment d'inertie d'une bille autour de l'un quelconque de ses diamètres, $\vec{\Omega}_b$ le vecteur rotation de la bille et $\vec{\Omega}_c$ le vecteur précession

Comme dans une butée $\vec{\Omega}_b$ et $\vec{\Omega}_c$ sont perpendiculaires le moment gyroscopique y est important et peut créer des glissements parasites nuisibles si le frottement dû à la charge axiale est insuffisant. pour empêcher ce glissement de se produire il faut donc que la charge axiale A ne s'abaisse pas au dessous d'un certain seuil Am représentant la précharge gyroscopique.:

$$A \geqslant A_m = M.\left(\frac{N}{1000}\right)^2$$

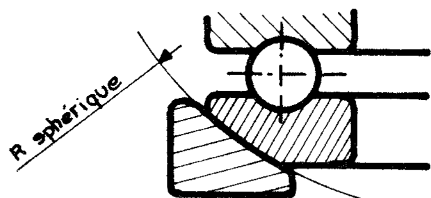
où M est la constante maximum ou le facteur de charge axiale lié au N° de la butée (type et dimensions, nombre et diamètre des billes)

N la vitesse de rotation en t/mm de la rondelle-arbre.

Si ce minimum n'est pas atteint il faut précharger la butée à l'aide de ressorts par exemple. Cette précaution n'est cependant pas nécessaire si la charge axiale reste toujours inférieure à $1,6 \times 10^{3}$.Co (Co: capacité de base statique). En effet sous d'aussi faibles charges, des glissements éventuels sont sans conséquences facheuses.

En résumé une butée est beaucoup plus sensible qu'un roulement de type radial aux effets d'inertie. Aussi toutes choses comparables au point de vue dimensions générales, les vitesses limites de rotation d'une butée sont elles plus faibles que celles d'un roulement radial)

Ainsi par rapport à un roulement rigide à une rangée de billes à gorges profondes la butée à billes à gorges profondes ne supporte que le tiers de la vitesse limite du premier.

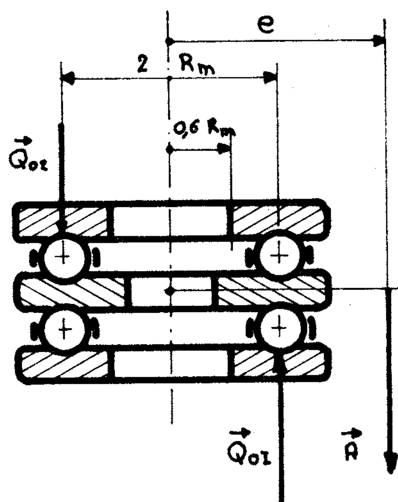


2.12.5) Variante Des appuis sphériques lisses peuvent être réalisés, par exemple à l'aide d'une rondelle supplémentaire; on réalise ainsi deux liaisons en série, l'une à roulement (rotoïde:butée proprement dite)l'autre à glissement (assiétte sphérique)permettant d'obtenir un rotulage relativement plus important. Désaxement angulaire arbre-logement de quelques degrés.

★ 2.13.) Butées à billes à double effet.

(Charges purement axiales bilatérales, couple renversement)

Pour réaliser des liaisons bilatérales les constructeurs de roulements fabriquent des butées dites à double effet. La rondelle centrale possède un alésage très inférieur à celui des rondelles-logements, de manière à pouvoir réaliser sa solidarisation avec l'arbre.



La cinématique du système est identique à celle de la butée à simple effet, mais symétrique par rapport à la rondelle arbre centrale.

Par contre son mode de chargement est un peu différent.

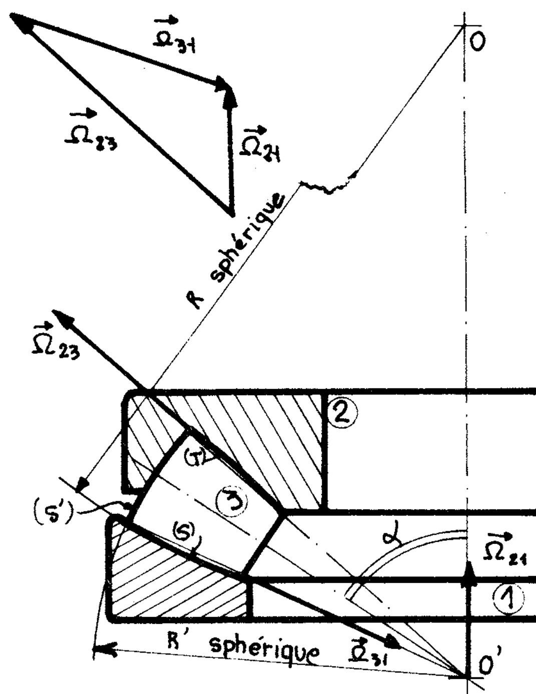
Tant que l'excentration absolue e de la charge axiale A reste inférieure ou égale à $0,6R_m$ une seule rangée se trouve chargée. Au delà une charge apparaît sur l'autre rangée, la force axiale n'ayant pas changé de sens.

Contrairement à la butée à simple effet, celle à double effet peut encaisser un couple pur $\mathcal{M}$. Alors on a $e = \infty$ et les charges maxi sur les billes des deux rangées sont égales à

$$Q_{o1} = Q_{o2} = 2,185 \frac{\mathcal{M}}{Z.Rm}$$ et de signes contraires

Variante : Exécution possible avec des rondelles-logements à appuis sphériques sur deux contre-plaques, permettant un plus grand désaxement angulaire de l'arbre par rapport au logement.

★ 2.14.) Butées à rotule sur rouleaux *(Fortes charges radiales et axiales. Grandes vitesses Désaxement angulaire possible)*



2.14.1) Constitution

La rondelle-logement (1) porte une piste sphérique (S) centrée en O sur l'axe du roulement. La rondelle-arbre (2) porte une piste torique (T). Les rouleaux ont une génératrice dont le rayon de courbure est un peu plus petit que celui, R, de la surface (S) et du tore (T). Ils sont dissymétriques et construits à partir de cônes de sommet O'. Leur gros bout est limité par une surface sphérique (S') centrée en O' qui prend contact le long de la même surface appartenant à (2) et constituant sa seconde piste.

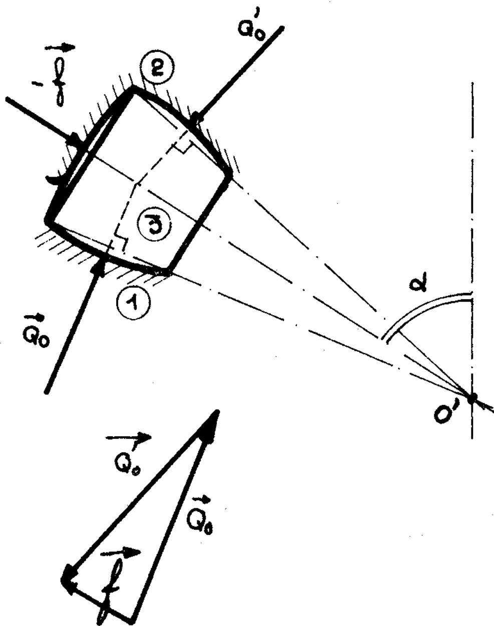
Les rouleaux ont don un contact linéaire sur les surfaces (S) et (T) et un contact surfacique avec la surface (S'); type ouvert.

2.14.2.) Cinématique:

Lorsque la rondelle (2) tourne autour de OO' par rapport à la rondelle (1) il y a roulement avec glissement le long de la ligne des contacts entre rouleaux et rondelles. On ne peut trouver le roulement sans glissement qu'en deux points au maximum(intersection des génératrices avec les supports des vecteurs $\vec{\Omega}_{21}=\vec{\Omega}_{23}+\vec{\Omega}_{31}+$ glissement sphérique/O.

Il s'agit donc d'une liaison SPHERIQUE à roulement et glissement, tolérant un léger désaxement angulaire arbre/logement: angle de déversement: 2 à 3°-maximum.

2.14.3.) Mode de chargement



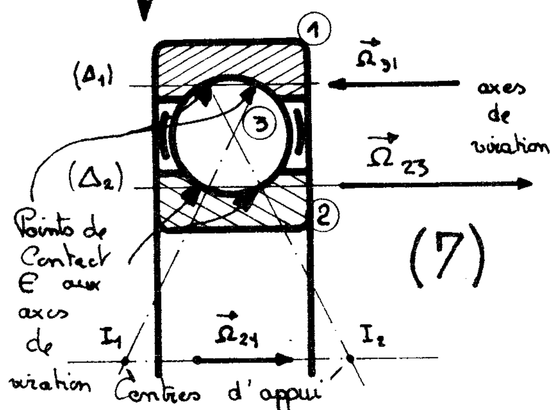
Les rouleaux étant dissymétriques on a un mode de mise en équilibre de chaque rouleau analogue à celui des roulements à rouleaux côniques. Il existe un effort entre l'assise sphérique de la grande base des rouleaux et l'épaulement de guidage beaucoup plus considérable qu'avec des roulements radiaux. Les surfaces de guidage doivent donc être parfaitement réalisées pour assurer un bon fonctionnement.

Dans une telle butée la charge axiale ne peut être excentrée sous peine de faire apparaître un couple de renversement qu'elle est incapable d'équilibrer à cause de la rotule. Les rouleaux sont donc toujours également chargés par la force $Q \# \frac{A}{Z.\sin\alpha}$ (charge axiale pure centrée)

Contrairement à la plupart des autres types de butées, celles-ci admettent une charge radiale relativement élevée pourvu qu'elle ne dépasse pas 55 % de la charge axiale (limite de charge sur un seul rouleau).Au delà il n'y a plus possibilité de sustentation. Elles peuvent supporter des charges et des vitesses très élevées, à la condition de les lubrifier à l'huile. Ce type de butée peut donc être employé sans roulement associé.

⁎ 2.15) Roulements spéciaux

1 ⟷ Roulements à billes avec un ou deux flasques ou joints
2 ⟷ " rigides à une rangée de billes à rainure pour segments d'arrêt.
3 ⟷ Roulements rigides à une rangée de billes séparables (type magnéto)
4 ⟷ Roulements à rotule sur billes à Bague Intérieure large (anti-laminage)
5 ⟷ Roulements à rotule à une rangée de rouleaux-tonneaux à capacité de charge radiale élevée, axiale faible encombrement réduit en largeur.
6 ⟷ Roulements à deux ou à quatre rangées de rouleaux coniques (TIMKEN) très fortes charges.
7 ⟷ Roulement à une rangée de billes à quatre points de contact (SKF)



Roulement séparable à encombrement réduit en largeur, permettant l'introduction d'un grand nombre de billes et possédant de ce fait une capacité de charge élevée. Fonctionnement optimum pour A> 1,27 R. dans les deux sens.

8 ← Roulements à rotule extérieure (paliers Y de SKF)
9 ← Butées à billes à contact oblique pour broches de machine outils à grandes vitesses et précision.
10 ← Butées à rouleaux coniques $\alpha = 90°$ ou $\alpha < 90°$
Fortes charges mais faibles vitesses (pivots de grues ou de ponts tournants).

